

Université de Liège
Faculté des Sciences Appliquées



Travail de Fin d'Étude

Étude dynamique des charnières Maeva à l'aide du logiciel Samcef Mecano - Application au satellite Eseo

Promoteur académique Gaëtan Kerschen
Promoteur industriel Didier Granville

Hoffait Sébastien

Troisième épreuve du grade d'ingénieur civil électro-mécanicien
(Orientation aérospatiale)

Année académique 2007-2008

Remerciements

Je tiens à remercier l'ensemble des personnes qui ont permis, par leurs conseils, pistes suggérées et commentaires, la réalisation de ce Travail de Fin d'Étude.

Mes premiers remerciements sont adressés à *Gaëtan Kerschen*, promoteur de ce travail, pour le suivi continu et les nombreux conseils formulés. Je tiens également à mettre en avant son enthousiasme dans la mise en avant de l'Université de Liège dans les projets spatiaux impliquant des étudiants.

Je remercie vivement *Didier Grandville*, directeur marketing de SAMTECH pour les moyens mis à ma disposition ainsi que pour ces conseils et commentaires tout au long de la réalisation du travail.

J'adresse de vifs remerciements à *Frédéric Cugnon* pour ses nombreux conseils, son aide dans la réalisation des études éléments-finis. Je le remercie également pour la relecture de ce travail.

De nombreux professeurs m'ont permis de mener à bien ce travail que ce soit par leur enseignement ou par leurs conseils au cours de ces cinq années d'étude. Je les en remercie.

Des remerciements particuliers sont adressés à *Pierre Rochus* pour son aide fournie et son envie de partager ses connaissances.

Je tiens à remercier *Vincent Ruelle*, ingénieur au Centre Spatial de Liège, pour sa disponibilité et son aide dans le cadre de l'étude des charnières MAEVA. Des remerciements sont également adressés à *Rob Zwanenburg* de la société DUTCH SPACE pour ses commentaires et conseils formulés lors de notre rencontre aux Pays-Bas.

Je tiens tout particulièrement à remercier *Amandine Denis* pour son soutien, son aide en tant que coordinatrice de l'équipe MECH et pour la relecture du présent document. *Ludovic Noëls* et *Olivier Brüls* furent également d'une aide précieuse tant par leurs conseils et discussions en vue de la réalisation de ce Travail de Fin d'Étude que de par leur implication dans le projet ESEO. Je remercie également mes partenaires de l'équipe MECH, *Lionel Brixhe* et *Boris Desauvage*, pour leur implication dans le projet.

Enfin je tiens à exprimer toute ma gratitude envers ma famille ainsi qu'à Laurence pour leur soutien tout au long de mes études et tout particulièrement au cours de cette dernière année.

Table des matières

Table des figures

Acronymes

Les acronymes et abréviations utilisés tout au long de ce Travail de Fin d'Étude sont présentés ci-après afin d'en faciliter la compréhension :

AIV	Assembly, Integration and Verification team
AOCS	Attitude and Orbit Control Systems team
ASAP	Arianespace Support for Auxiliary Payloads
CAN	Controler Area Network
CFRP	Carbon Fiber Reinforced Polymer
CIGS	Copper Indium Gallium Selenide
CNES	Centre National d'Etudes Spatiales
CONF	Configuration team
CSL	Centre Spatial de Liège
EPFL	Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne
EPS	Electrical Power System team
ESA	European Space Agency
ESEO	European Student Earth Orbiter
ESMO	European Student Moon Orbiter
ESMR	European Student Moon Rover
ESTEC	European Space Technology Centre
FTP	File Transfer Protocol
GTO	Geostationary Transfer Orbit
HHT	Hilber-Hughes-Taylor
IRC	Internet Relay Chat
LEO	Low Earth Orbit
MECH	Mechanism team
PDR	Preliminary Design Review
RID	Review Item Discrepancy
SSETI	Student Space Exploration and Technology Initiative
STRU	Structure team
TFE	Travail de Fin d'Études
TMT	Technical Management Team
ULg	Université de Liège

Introduction

Depuis tout temps, l'Homme rêve de l'inconnu, de ce qu'il n'a pu atteindre jusqu'alors, notamment de la découverte de l'Espace. Depuis un demi-siècle, un évènement dont nous venons de fêter l'anniversaire cette année a permis à toute une communauté de croire en la possibilité de réaliser ce rêve. Cet évènement est le lancement du satellite *Spoutnik*. Depuis cette date, nous avons assisté à une course effrénée vers la conquête de l'Espace et de ses nombreux secrets.

Depuis quelques années, la possibilité est offerte à des étudiants de participer à cette conquête au travers du programme Sseti initié par l'Agence Spatial Européenne (ESA). La section aérospatiale de l'Université de Liège, en association avec le Centre Spatial de Liège (CSL), est impliquée dans ce programme et plus particulièrement dans la conception du satellite Eseo. La réalisation de ce satellite est subdivisée entre différentes universités de toute l'Europe, et l'Université de Liège a pour responsabilité la conception et la réalisation des systèmes de déploiement, de rétention et d'orientation des panneaux solaires d'Eseo (équipe Mech).

Ce Travail de Fin d'Étude s'inscrit dans le cadre de ce projet ambitieux. Plus particulièrement, nous nous sommes attelés, tout au long de cette année académique, à l'étude du mécanisme de déploiement. Le choix de mécanisme s'est tourné vers une alternative aux systèmes traditionnels à ressorts. L'équipe Mech, en accord avec les experts de l'ESA, a effectivement décidé d'utiliser des charnières de type Maeva commercialisées par la société 01dB-Metravib. Ces charnières sont composées d'un arrangement particulier de *joints de Carpentier* (lames métalliques possédant une courbure transversale non nulle). Une telle charnière permet de regrouper les fonctions de déploiement, de guidage et de blocage tout en évitant les éventuels problèmes liés aux frottements. La littérature disponible concernant ce type de charnière n'est encore que très pauvre et aucune explication physique n'est disponible quant au blocage de la charnière lors d'un déploiement.

Ce Travail de Fin d'Étude s'est donc orienté vers l'étude dynamique d'une telle charnière en vue de caractériser les phénomènes expliquant le blocage de la charnière. L'ensemble des études réalisées sera effectué à l'aide de la méthode des éléments-finis dans le logiciel Samcef Mecano. Lorsque la physique de déploiement d'une charnière Maeva sera maîtrisée, nous réaliserons une simulation éléments-finis du déploiement des panneaux solaires du satellite Eseo. Le présent document reprend la synthèse du travail réalisé cette année.

Le travail fut divisé en deux grandes partie :

La première partie concerne une description du contexte général dans lequel ce Travail fut réalisé. Dans un premier temps, le programme Sseti sera introduit. Une brève description des différentes missions entreprises sera réalisée. Nous aborderons également l'organisation de

travail d'un tel programme, rendue difficile par l'éloignement des différentes équipes et le peu d'expérience des étudiants dans un tel domaine. Dans un second temps, nous passerons à la revue de la mission ESEO au travers d'une description générale du satellite. Nous présenterons également la conception proposée par les anciens étudiants en charge de l'équipe MECH. Les améliorations et changements apportés suite au workshop d'octobre 2007 seront exposés. Dans un dernier temps, les changements apportés à la direction du projet par l'Agence Spatiale Européenne seront présentés et les conséquences de ces changements exposées.

Dans la deuxième partie de ce Travail de Fin d'Etude, nous réaliserons l'étude dynamique de la charnière MAEVA. Avant de se jeter à corps perdu dans une telle étude, nous réaliserons une étude complète d'une seule lame de type *joint de Carpentier*. En effet, la littérature nous fournit des études décrivant le comportement d'une telle lame soumise à flexion. *Seffen* [17] nous fournit une description qualitative du comportement d'un tel système. Nous nous baserons également sur la théorie développée par *Mansfield* [6] décrivant le comportement d'une lame possédant une courbure transversale initiale non nulle soumise à flexion, nous fournissant des données quantitatives. Une étude éléments-finis sera réalisée et les résultats comparés aux solutions présentées par les deux auteurs précédemment cités. Cette étude nous permettra de vérifier la capacité de nos études éléments-finis à représenter des phénomènes fort complexes tels que le flambement prenant place dans une lame soumise à flexion.

Lorsque le comportement d'une lame seule sera maîtrisé, nous passerons à l'étude dynamique d'une charnière complète. Dans un premier temps, une description complète de cette charnière sera présentée. Nous aborderons également les différents tests ayant été effectués lors de la conception de ces charnières. Les données fournies [4, 3] nous permettront de valider la modélisation éléments-finis de la charnière réalisée dans l'environnement MECANO. Cette validation sera réalisée à l'aide d'une étude de type quasi-statique de la charnière. Une première piste d'explication du blocage de la charnière sera également exposée. Cette piste sera vérifiée à l'aide d'une série d'études dynamiques d'une charnière initialement pliée et ensuite laissée libre de se déployer, une masse concentrée étant adjointe au système afin de simuler la présence d'un appendice. Plusieurs cas seront exploités en vue de caractériser complètement les phénomènes expliquant le blocage de la charnière.

Dans un dernier temps, nous exploiterons l'expérience retirée des diverses études afin de réaliser une simulation de déploiement des panneaux solaires d'ESEO à l'aide de charnières MAEVA.

Pour terminer, nous exposerons dans un dernier chapitre les conclusions de ce Travail de Fin d'Étude.

Première partie

Contexte général du Travail de Fin d'Étude

Chapitre 1

Le programmme *SSETI*

1.1 Introduction

Le programme SSETI (***S**tudent **S**pace **E**xploration and **T**echnology **I**nitiative*) est une association constituée d'étudiants de plus de 25 universités dans 16 pays membres (ou coopérants) de l'ESA (***E**uropean **S**pace **A**gency*) (FIG.1.1). Cette association fut créée en 2000 par l'*Educational Office* de l'ESA. Le souhait principal de l'ESA était de permettre aux étudiants d'acquérir une expérience intéressante et enrichissante dans un projet concret de satellite. Au travers de cette expérience, le programme SSETI est à terme destiné à accroître les connaissances scientifiques et techniques dans le domaine spatial en Europe et à renforcer et/ou créer un réseau d'universités et d'entreprises solide en Europe.

Le projet a commencé en 2000 par la création d'un réseau d'universités et d'écoles (FIG.1.1). La plupart de ces institutions ont un niveau de compétences élevé leur permettant de développer des produits mais n'ont pas les ressources (matérielles et humaines) suffisantes pour leur assurer le succès de la conception d'un satellite complet. Le projet initié par l'*Educational Office* est de rassembler autour d'un même projet ces différents centres d'expertises afin de mener à bien un projet ambitieux. Le rôle attribué à l'ESA au début du projet était de superviser et d'accompagner les universités dans la conception, la réalisation et le lancement des projets de satellite SSETI. Comme mentionné dans un chapitre ultérieur (section 2.1.3), l'ESA commence depuis cette année 2008 à reprendre, de manière exclusive, le contrôle de certains projets.

L'association SSETI est devenue au cours des années de plus en plus indépendante de l'ESA et commence à proposer ses propres services dans le domaine spatial (section 1.4).

Dans cette première partie, les différentes missions entreprises par le programme SSETI seront brièvement décrites. Le Travail de Fin d'Étude étant réalisé plus spécialement dans le contexte de la mission ESEO, une description plus complète sera faite de cette mission et du sous-système MECH. Le sous-système MECH est la charge attribuée à l'université de Liège dans le but de concevoir et de garantir le déploiement des panneaux solaires du satellite ESEO.

1.2 Les missions

L'ambition finale du programme SSETI est l'alunissage d'un petit véhicule en vue de réaliser des expériences *in situ*. Vu la complexité de ce projet, différentes missions de difficulté

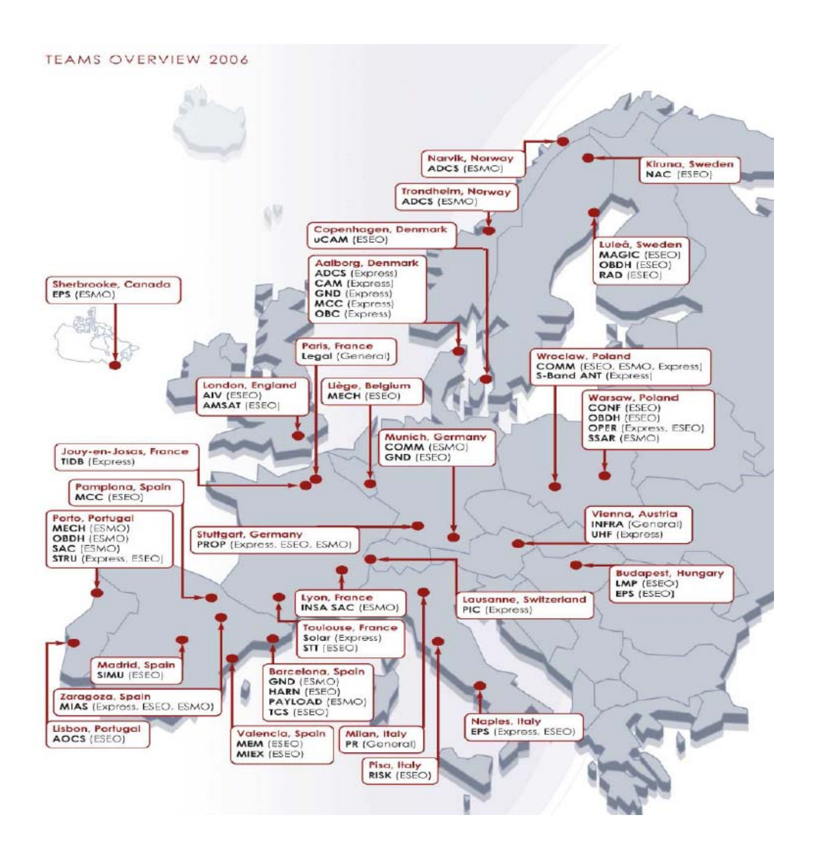


FIG. 1.1 – Localisation des différentes universités participant au programme SSETI

croissante sont entreprises afin d'acquérir l'expérience et les connaissances (techniques et opérationnelles) suffisantes. Initialement, trois missions étaient prévues (FIG.1.2) ; une quatrième est venue s'ajouter afin de relancer l'intérêt du projet :

Mission 0 : SSETI EXPRESS a été lancé avec succès sur une orbite basse en Octobre 2005. Son objectif était de servir de démonstrateur technologique pour les missions suivantes et de relancer l'intérêt des projets SSETI ;

Mission 1 : ESEO (***E****uropean* ***S****tudent* ***E****arth* ***O****rbiter*) devrait être lancé en 2011 en orbite de transfert géostationnaire ou en orbite basse suivant le lanceur ;

Mission 2 : ESMO (***E****uropean* ***S****tudent* ***M****oon* ***O****rbiter*), conception d'un satellite d'observation de la Lune.

Mission 3 : ESMR (***E****uropean* ***S****tudent* ***M****oon* ***R****over*), alunissage d'un véhicule d'exploration. Le lancement du projet dépend de la réussite des missions précédentes.

1.2.1 La mission *SSETI EXPRESS*

Après plusieurs années de développement de la mission ESEO, il fut remarqué que la plupart des étudiants les plus actifs depuis le début du projet seraient bientôt diplômés et ne pourraient par conséquent pas assister au lancement et à la vie en orbite du satellite. De plus, le rythme d'avancement fort lent avait fini par éprouver la motivation de la plupart des acteurs (étudiants et experts de l'ESA). Il fut dès lors décidé d'entreprendre en parallèle une

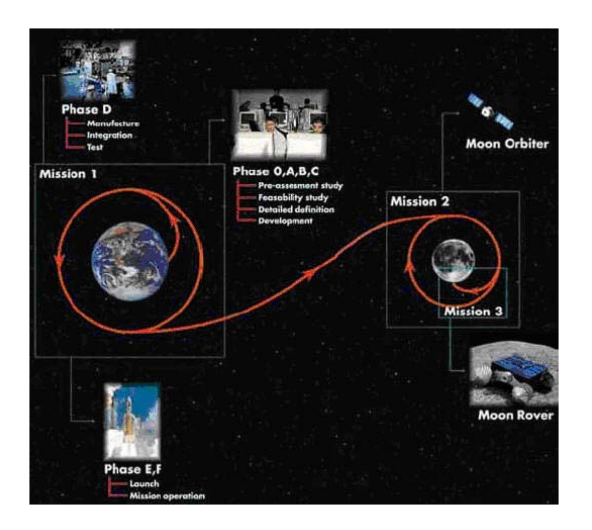


Fig. 1.2 – Vue d'artiste des différentes missions du programme Sseti

autre mission d'une plus grande simplicité de conception. Le but de cette mission était de remotiver les troupes et d'offrir à la communauté spatiale européenne la preuve de la capacité de l'association à mener à terme un projet.

Les objectifs de la mission EXPRESS furent fixés en décembre 2003. Ceux-ci prévoyaient une conception épurée, plus simple, réalisable en peu de temps et n'utilisant que des technologies éprouvées. En à peine six mois, une conception quasi-finale était présentée.

Techniquement, les objectifs étaient les suivants :
- Jouer le rôle de banc d'essai et de démonstrateur technologique pour les missions futures ;
- Emmener et déployer trois pico-satellites (environ 1 kg) (Ncube2, XI-V, UWE-1) ;
- Prendre des clichés photographiques de la Terre ;
- Fonctionner comme transpondeur radio.

Son volume reste proche de celui d'Eseo, à savoir 600x600x700 mm pour une masse d'environ 80 kg.



Fig. 1.3 – Photographie du satellite EXPRESS lors de tests - Ref.[7]

Le 27 octobre 2005, EXPRESS fut injecté avec succès sur une orbite basse terrestre héliosynchrone (altitude : 686 km, inclinaison : 98°, excentricité : 0°) depuis la station de Plesetsk

(Russie) en tant que charge secondaire d'une fusée Cosmos-3M. Il devint ainsi le premier micro-satellite européen placé en orbite entièrement conçu par des étudiants.

Les communications ont été rompues le matin du 28 octobre à cause d'une panne dans le système d'alimentation électrique. Cependant, la mission fut considérée comme une réussite vu l'accomplissement de la plupart des objectifs.

1.2.2 La mission ESEO

ESEO (FIG.1.4) est un précurseur pour le satellite ESMO et devra tester du matériel et des technologies dans un environnement fortement agressif (fortes radiations dues aux passages dans les *ceintures de Van Allen*) afin de préparer les prochaines missions de SSETI.

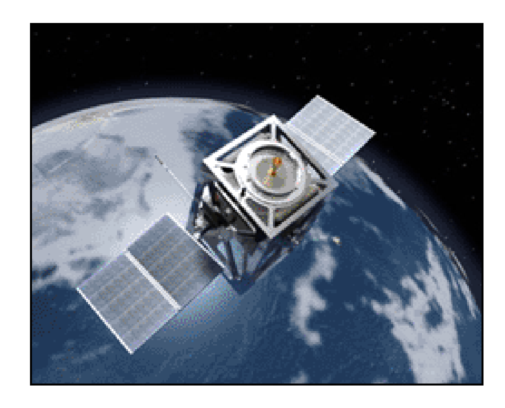


FIG. 1.4 – Vue d'artiste du satellite ESEO - REF.[20]

Le cadre du présent Travail de Fin d'Étude étant ce projet de satellite ESEO, une plus ample description de cette mission est présentée dans le chapitre suivant (chapitre 2).

1.2.3 La mission ESMO

En mars 2006, l'*Educational Office* de l'ESA a approuvé le lancement du projet ESMO (FIG.1.5) proposé par SSETI. Ce projet d'observation de la Lune a actuellement terminé la phase d'étude de faisabilité (phase A) pour commencer la phase B de conception préliminaire.

Les objectifs de la mission sont les suivants :
- Réaliser le transfert d'une orbite géostationnaire à une orbite lunaire ;
- Prendre des photos de la Lune, les rapatrier et les traiter sur la Terre ;
- Rechercher de potentiels sites d'alunissage ;
- Effectuer des mesures scientifiques dans le cadre des futures missions (ESMR) et de la recherche scientifique lunaire ;

La mission se terminera par l'écrasement contrôlé du satellite sur le sol lunaire à une vitesse de l'ordre de 2 km/s dans une région polaire de la Lune. Cette opération aura pour but de rechercher des traces d'eau glacée dans le panache éjecté, à l'aide de télescopes terrestres.

L'Université de Liège, en collaboration avec le CSL (***C****entre* ***S****patial de* ***L****iège*), est responsable du développement d'une caméra (conception optique et thermo-mécanique).

FIG. 1.5 – Vue d'artiste du satellite ESMO - REF.[20]

1.2.4 La mission ESMR

Cette mission représente l'objectif final du programme SSETI. La mission ESMR vise à un alunissage d'un véhicule robotisé en vue d'explorer le sol lunaire. Le commencement de la conception de cette mission dépend de la réussite des missions précédemment citées.

1.3 Organisation

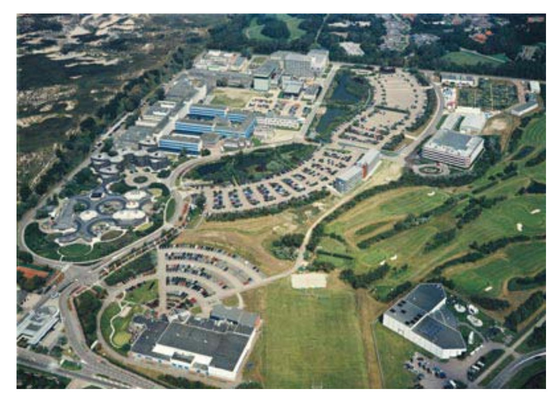
Les différentes équipes travaillant à la réalisation des projets de SSETI sont réparties à travers toute l'Europe, rendant une communication directe difficile et coûteuse. Dès lors, un système de communication utilisant Internet a été mis en place par une équipe de SSETI (INFRA). Les différents outils mis à la disposition des étudiants sont les suivants :

IRC (*Internal Relay Chat*) : serveur de *chat* permettant aux équipes de discuter en direct. Des réunions hebdomadaires (le mardi) réunissant toutes les équipes de SSETI y ont lieu.

Newsgroup : serveur de messagerie ouvert à toutes les équipes permettant un échange de messages et permettant une circulation rapide d'une information à toute la communauté de SSETI.

FTP (*File Transfer Protocol*) : permet de centraliser, stocker et gérer l'information provenant de chaque équipe. Cet outil permet d'avoir un accès rapide à toutes informations nécessaires appartenant à une autre équipe. La philosophie de SSETI dans la gestion d'information est la suivante : *"ce qui ne figure pas sur le FTP n'existe pas"*.

En plus de ces moyens de communication utilisant Internet, des *workshops* sont organisés théoriquement à un rythme de deux fois par année. En effet, la réunion de toutes les équipes dans une même entité géographique pendant une semaine permet de prendre plus rapidement des décisions impliquant plusieurs équipes. Ces *workshops* ont aussi pour but de former les étudiants aux technologies et concepts ayant lieu d'être dans le domaine de la conception spatiale au travers de cours dispensés par des experts de l'ESA. Une dernière raison et non la moindre est de permettre de rendre les relations humaines moins formelles qu'elles ne le sont au travers de l'Internet. Les *workshops* se déroulent à l'ESTEC (***E****uropean* ***S****pace Research and* ***T****echnology* ***C****enter*)(FIG.1.6), le plus grand centre de recherche et de tests de l'ESA, situé à Noordwijk aux Pays-Bas. Ceci permet également aux étudiants de solliciter les conseils des nombreux experts présents à l'ESTEC.



(a) Vue aérienne de l'Estec à Noordwijk



(b) Scéance de travail lors d'un workshop

Fig. 1.6 – Présentation du site de l'Estec et d'une réunion lors d'un workshop

1.4 Perspectives

Avec les nombreux changements apportés à la gestion des projets étudiants de l'Agence Spatial Européenne (ESA)[1], l'association SSETI a elle-même dû s'adapter. Suite à une réunion générale sur le chat regroupant un représentant de chaque équipe des projets Eseo et Esmo, il a été décidé de lancer un nouveau projet dont la conception et la mise en oeuvre ne devra pas dépasser une année. Il a été lancé un appel à propositions à la communauté SSETI ainsi qu'à des professionnels. Le projet retenu vise à déployer une série de quatre femto-satellites autour d'un pico-satellite (projet proposé par l'Université de Rome).

[1] Cette problématique sera développée dans une partie ultérieure du présent rapport (section 2.1.3).

Chapitre 2

La mission ESEO et le sous-système MECH

2.1 Le projet ESEO

Ce Travail de Fin d'Étude s'inscrivant dans le cadre de la mission ESEO, une description plus détaillée de celle-ci est présentée dans le présent chapitre. L'organisation a pour le moment suivi les standards d'organisation de projet SSETI présentés précédemment. La liste des différentes équipes participant à la réalisation du satellite ESEO est présentée en annexe A.

2.1.1 Objectifs

ESEO devra être un satellite appartenant à la classe des micro-satellites dont le développement, la fabrication et les différents tests seront réalisés par le réseau d'étudiants européens appartenant au programme SSETI.

Les objectifs initialement attribués à cette mission sont les suivants [21] :

MO_1 : Démontrer la réussite de SSETI, initiative pédagogique pan-européenne de l'ESA, et de plus encourager, motiver et lancer des défis aux étudiants dans le but d'améliorer leur formation dans le domaine de la recherche et de l'exploration spatiale ;

MO_2 : Prendre une photographie de la Terre et/ou d'un autre astre céleste dans un but pédagogique ;

MO_3 : Fournir des mesures de taux de radiation et de leurs effets sur les composants électroniques durant les multiples passages au travers des *ceintures de Van Allen*[1] ;

MO_4 : Acquérir de l'expérience avec les technologies qui devront être mises en oeuvre dans les futures missions.

Les objectifs précités correspondent à la mission nominale. Lorsque celle-ci sera réalisée avec succès, d'autres expériences correspondant à des objectifs dits secondaires seront menées.

[1] Les *ceintures de radiations de Van Allen* sont formées de deux ceintures, en forme de beignets, de particules chargées en interaction avec le champ magnétique terrestre. Elles sont composées d'électrons, de protons et d'ions atomiques lourds provenant du vent solaire [7].

Ces expériences auront pour but de tester des technologies qui seront utilisées lors de la mission Esmo.

Ces expériences sont :
- deux démonstrateurs technologiques de cellules solaires CIGS[2] en film mince (conçus et testés par la société Dutch Space[3]) ;
- un contrôle de poussée vectorielle ;
- l'utilisation d'une tuyère d'éjection en fibre de carbone ;
- le déploiement et l'utilisation d'une antenne à haut gain gonflable.

Ces expériences ne seront testées qu'en cas de succès de le mission nominale. Seules les cellules solaires CIGS seront actives lors de la mission nominale mais leur apport de puissance ne peut être pris en compte dans le bilan de puissance lors de la conception.

2.1.2 Description technique générale

Remarque initiale

La description générale reprise dans cette section correspond à celle prévue dans le cas d'un lancement par une fusée *Ariane* 5 sur une orbite GTO (***G****eostationary* ***T****ransfer* ***O****rbit*). Cependant, l'ensemble de la communauté participant à la réalisation du satellite a appris au cours du mois de décembre 2007 que l'ESA n'avait conclu qu'un accord verbal avec la société gérant les vols d'Ariane (*Arianespace*), accord qui permettait un lancement à un faible coût. Il n'est donc plus certain que Eseo soit lancé à l'aide d'une fusée *Ariane 5*. Plusieurs possibilités autres que la possibilité d'une re-négociation avec *Arianespace* seraient alors étudiées :
- La première solution consiste en un lancement en orbite GTO avec la compagnie offrant les prix les plus compétitifs (*Indian PSLV*). Le coût par kilogramme lancé est néanmoins de 20.000 Euros ; ce qui nous mène à un budget aux alentours de 2, 2 millions d'Euros pour une masse de 110kg. Cependant, le budget prévu par l'*Educational Office* de l'ESA pour le projet Eseo n'est que de 1, 5 millions d'Euros ; ce qui implique de réduire de manière drastique la masse du satellite pour l'amener à un maximum de 75 kg.
- La deuxième solution est de profiter des vols de qualification effectués sur le lanceur *Véga*. Cependant, le lanceur *Véga* n'est pas destiné à la mise en orbite GTO de satellite et Eseo devrait dès lors être placé en orbite LEO (***L****ow* ***E****arth* ***O****rbit*) ; ce qui impliquerait des changements drastiques dans la conception générale du satellite et dans la définition des objectifs.

Comme nous nous en rendons aisément compte, ce problème lié au lancement devra être résolu le plus rapidement possible afin de garantir un avenir au projet.

Fin de remarque

[2]CIGS est l'acronyme de Cuivre Indium Gallium Selenide

[3]Dutch Space, situé à Leiden (Pays-Bas), est le leader européen dans le secteur de la fabrication de panneaux solaires pour les véhicules spatiaux. Leur programme vise le marché des satellites de communication et d'observation scientifique de la Terre.

Initialement, Eseo est un micro-satellite (masse inférieure à 120kg) placé en orbite par une fusée *Ariane* 5 en tant que charge utile auxiliaire de la plate-forme ASAP5[4]. Les normes dictées par les documents ASAP5 définissent une enveloppe maximale allouée au satellite. Cette enveloppe correspond à un parallélépipède rectangle de dimensions 800x800x710 mm.

L'équipe Mias (mission analysis) a choisi une orbite GTO afin de remplir au mieux les objectifs nominaux et les contraintes dues au lanceur *Ariane 5*. Les paramètres orbitaux définissant cette orbite sont repris dans le tableau Tab.2.1.

Paramètres orbitaux	Valeur	
Altitude au périgée	250	[km]
Altitude à l'apogée	35950	[km]
Inclinaison	7	[°]
Ascension droite du noeud ascendant	180	[°]
Argument du périgée	178	[°]
Anomalie vraie	0	[°]

Tab. 2.1 – Paramètres orbitaux de la mission Eseo

La conception de la structure du satellite est sous la responsabilité de l'équipe Stru. La conception choisie est divisée en une structure primaire et une structure secondaire. La structure primaire est constituée de panneaux sandwich en aluminium en forme de # qui reprend les charges mécaniques et qui par conséquent porte les charges utiles. La structure secondaire est composée des panneaux extérieurs ayant pour principal but de protéger les charges utiles des rayonnements solaires et des agressions provenant de l'environnement spatial. De plus, un système permet la mise en place du satellite sur la plate-forme ASAP5. Les différentes parties sont liées l'une à l'autre grâce à des systèmes de fixations tels que des boulons et des rivets.

Les principales charges utiles disposées sur la structure primaire sont reprises dans la liste suivante :
- une micro-caméra pointée vers le satellite ;
- une caméra à faible champ prenant des photos de la Terre ;
- un star tracker ;
- une sonde de Langmuir mesurant les niveaux de radiations et les flux de plasma ;
- une antenne à haut gain gonflable ;
- une antenne pour la radio amateur.

La puissance électrique est fournie par des cellules solaires placées sur 2x2 panneaux solaires placés de part et d'autre du corps principal du satellite. Un système de pointage permet aux panneaux de continuellement être idéalement orientés par rapport au Soleil. Une batterie au LiIon est utilisée pour couvrir les pics de demande de puissance et lors des phases d'éclipse.

Le contrôle d'attitude (charge de l'équipe Aocs) permet de pointer continuellement la face supérieure (dénommée face +Z) en direction de la Terre. Ce contrôle est réalisé à l'aide d'un système trois axes composé de capteurs (star tracker, magnétomètre, senseurs solaires) et d'actionneurs (roue à inertie, tuyères d'appoint).

[4]ASAP5, l'acronyme de *Ariane Structure for Auxiliary Payload*, est une plate-forme d'Ariane 5 permettant la mise en orbite d'un ensemble de petites charges utiles (de 80 à 300 kg). Un manuel d'utilisateur [1] définit l'ensemble des spécifications à respecter.

2.1.3 Perspectives

Cette année fut une année charnière pour le projet Eseo dans sa prise en charge et son organisation générale. En effet, l'ESA a décidé dans le cours du mois de décembre 2007 de gérer entièrement les activités liées à la réalisation des projets étudiants en les regroupant sous une même bannière. Il a en effet été conclu que les nombreux retards encourus par le projet Eseo étaient dus à une mauvaise gestion et un manque de prise en main au niveau global du projet. L'ancienne organisation incluant de manière prononcée l'association SSETI est remise en cause et un appel à intention a été lancé dans le cours du mois de mars 2008 aux entreprises et aux universités. La nouvelle organisation prônée par l'ESA sera constituée d'un *Prime* (le type d'entreprise visée est de taille moyenne et active dans la conception de missions spatiales) et d'un ensemble d'universités s'occupant d'un sous-système en particulier. Des contrats seront établis entre le *prime*, les universités et l'ESA afin d'éviter les nombreux retards dans la remise des documents et d'informations observées durant la précédente organisation d'Eseo. A ce jour, seule la société italienne Carlo Gavazzi Space a montré un intérêt pour devenir le futur *prime*.

La PDR[5] prévue à la suite du *workshop* 13 d'octobre 2007 fut une nouvelle fois reportée. L'ESA a décidé de clôturer cette période de conception qui a désormais été dénommée de phase B1 par une relecture des principaux documents (principalement ceux relatifs à la conception à un niveau système du satellite) afin de permettre un nouveau départ sur de solides bases.

L'Université de Liège se lançant pleinement dans un nouveau projet de nano-satellite nommé OUFTI-1[6] dans le cadre du projet Leodium ne pourrait plus, dans les années à venir, cumuler la participation à tous ces projets (Eseo, Esmo et Oufti). Il a donc été décidé de ne plus poursuivre la participation dans le projet Eseo mais par contre de continuer activement la participation dans le projet Esmo avec la participation du Centre Spatial de Liège (CSL).

[5]PDR est l'acronyme de ***P**reliminary **D**esign **R**eview*. La PDR désigne l'inspection réalisée en fin de phase B. Cette inspection principalement réalisée à un niveau système vise à garantir que le projet est mûr à passer dans une phase de conception détaillée.

[6]OUFTI-1 sera un CubeSat embarquant une technologie de télécommunication destinée aux radio-amateurs utilisant le protocole D-STAR [23].

2.2 Le sous-système Mech

Au commencement du projet ESEO, l'équipe MECH était constituée d'étudiants de l'Ecole Polytechnique de Lausanne (EFPL). Ceux-ci ont décidé au cours de l'année 2005 de cesser leur participation dans le projet et c'est l'Université de Liège (Ulg) qui a repris le flambeau depuis lors avec des équipes se succédant d'année en année. Ces deux dernières années, deux équipes d'étudiants[7] motivés se sont attelées à réaliser la conception du système de déploiement des panneaux solaires du satellite ESEO. La participation au projet ESEO est, depuis le commencement de la participation de l'Université de Liège, accompagnée de la réalisation d'un Travail de Fin d'Etude étroitement lié au satellite ESEO. L'équipe MECH de cette année $2007-2008$ est constituée de *Boris Desauvage* et de *Sébastien Hoffait* tous deux étudiants à l'Université de Liège ainsi que d'un étudiant de l'ISIL, *Lionel Brixhe* responsable de la partie électronique.

Le travail réalisé lors de l'année $2005-2006$ a jeté les premières bases de la conception du système de déploiement et de rétention des panneaux solaires. Les documents comprenant les descriptions et justifications des choix de conception entrepris ont, à cette époque, été revus par des experts de l'ESA dans la cadre de la PDR réalisée à la fin de l'année académique $2005-2006$. Suite à cette PDR, il a été conclu que la conception proposée par la plupart des équipes n'était pas satisfaisante et les experts ont formulé une liste de RID's (***R**eview **I**tem **D**iscrepancy*) à l'attention de chaque équipe.

L'équipe de l'année $2006-2007$ s'est dans un premier temps attelée à répondre à ces RID's. Les étudiants ont finalement rédigé à la fin de cette année académique une série de documents destinés à être revus par des experts dans le cadre d'une seconde PDR.

Le travail à réaliser par l'équipe $2007-2008$ fut nettement moins conséquent vu les changements importants apportés à l'organisation du projet (cfr. section 2.1.3). Cependant, l'équipe a eu pour mission de corriger, compléter et améliorer certains documents à soumettre à la PDR en réponse à des remarques formulées sur ces dits-documents et à des problèmes découverts lors du *workshop* 13 qui s'est tenu dans le courant du mois d'octobre 2007. Quelques manquements dans la conception du satellite ont été également comblés comme, par exemple, la solution proposée au sujet du système d'enroulement des câbles électriques.

Comme mentionné précédemment, cette année fut difficile pour le projet avec tous les changements dans l'air. La conception n'a dès lors que peu évoluée par rapport à la réalisation conçue par l'équipe MECH précédente. Une présentation de cette conception est décrite dans la suite de ce chapitre à la suite d'un bref rappel des tâches sous la responsabilité de l'équipe MECH. Les quelques changements et améliorations qui ont été apportés suite au *workshop* 13 d'octobre 2007 et à la réunion de travail avec l'expert *R. Zwanenburg* (DUTCH SPACE) sont également décrits.

2.2.1 Responsabilités de l'équipe Mech

L'équipe MECH est responsable de la conception de tous les mécanismes liés aux panneaux solaires,*i.e.* les mécanismes de rétention, de déploiement et d'orientation des panneaux solaires. De plus, l'électronique de contrôle liée à la gestion des mécanismes est également sous la

[7]- Année $2005-2006$: Mathieu Boland, Grégory Collignon,Sébastien Cornez et Xavier Vandenplas ;
- Année $2006-2007$:Angélique Moxhet [10], Jérémie Salazar [15], Gaël Schmetz [16] et Lionel Brixhe.

responsabilité de l'équipe. Les principales spécifications imposées au sous-système Mech sont les suivantes [22] :

> **SR_MECH_1** :Les panneaux solaires devront être maintenus dans leur configuration non-déployée durant toute la durée du lancement ;
> **SR_MECH_2** : Le système de déploiement devra être conçu de manière telle à ce que les vibrations et chocs transférés au satellite durant le déploiement des panneaux solaires restent inférieurs aux marges déterminées par l'équipe Stru ;
> **SR_MECH_3** : Le mécanisme de pointage devra assurer un angle de pointage identique pour tous les panneaux solaires contrôlés ;
> **SR_MECH_4** : Mech doit assurer une précision de pointage des panneaux solaires de 10° ;
> **SR_MECH_2** : Mech devra fournir des données télémétriques sur le statut des panneaux.

2.2.2 Réalisation de l'équipe 2007-2008

Nous allons brièvement décrire ci-après la conception proposée par l'équipe $2006 - 2007$ en expliquant les choix effectués pour chaque partie du sous-système Mech ([24, 25]) : les panneaux solaires, le mécanisme de déploiement, le mécanisme de rétention, le système de pointage et l'électronique de contrôle.

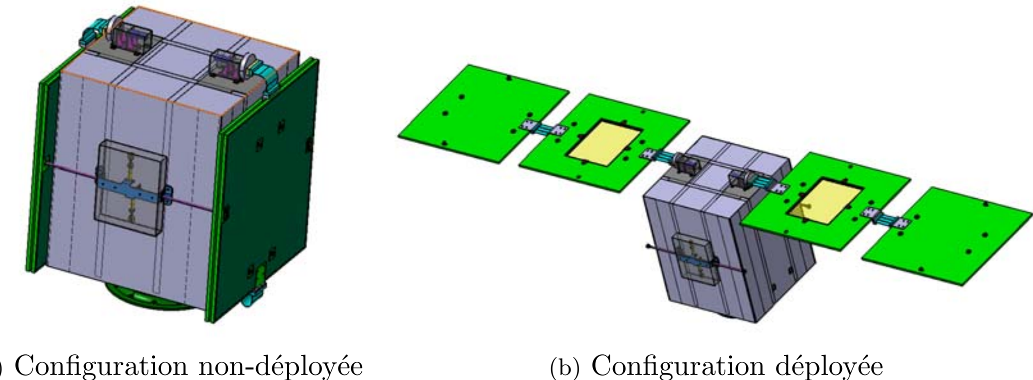
Description générale

Le sous-système Mech est constitué de 2x2 panneaux solaires disposés de part et d'autre du corps du satellite. Ces ailes solaires sont liées au corps du satellite (face supérieure +Z) au travers des modules moteur. En configuration non-déployée, les panneaux sont maintenus repliés à l'aide de deux câbles précontraints en Kevlar. Les panneaux sont ainsi mis au contact de la structure primaire du satellite au travers de quatre points de contacts pour chaque aile. Le déploiement se produit par l'actionnement de couteaux thermiques dont le rôle est de couper les câbles de rétention. Ces couteaux thermiques sont disposés sur les parois latérales du satellite en veillant à respecter un alignement parfait avec les câbles de rétention. Les câbles sectionnés, le mécanisme constitué d'un assemblage particulier de *joints de Carpentier* (charnière Maeva) produit le couple nécessaire au déploiement et assure également un blocage des panneaux en position déployée. A cela, il faut ajouter :
- le module comprenant le moteur d'orientation ainsi que le système d'enroulement des câbles électriques transmettant la puissance produite par les panneaux solaires au système de puissance du satellite (Eps) ;
- le module comprenant l'électronique de contrôle, placé dans le corps du satellite à l'abri de l'environnement agressif spatial.

Le système complet en configuration déployée et non-déployée est représenté à la figure Fig.2.1. Nous remarquons que les cellules solaires sont disposées sur les faces extérieures afin de permettre tout de même un apport en puissance en cas de non-déploiement.

Les panneaux solaires

Lors de l'année $2006 - 2007$, une collaboration entre l'Université de Liège et la société Dutch Space a vu le jour. Cette collaboration prévoit la possibilité pour Dutch Space de



(a) Configuration non-déployée (b) Configuration déployée

Fig. 2.1 – Représentation du sous-système Mech (Logiciel Catia)

placer un module test contenant des cellules solaires d'un nouveau type, dénommées *CIGS*. En contre-partie, la société néerlandaise promet de prendre en charge la conception de la structure des panneaux solaires ainsi que leur coût. *Niels Botman* a réalisé la conception des panneaux dans le cadre d'un stage de fin d'Étude [2].

Les panneaux seront constitués d'une structure en nid d'abeille renforcée à l'aide de peaux en composite CFRP (***C**arbon **F**ibre **R**einforced **P**olymer*). Le type de nid d'abeille, la configuration des plis des peaux ainsi que les matériaux choisis résultent d'une étude visant à satisfaire des critères de résistances structurales et de raideurs imposés par les spécifications de la plate-forme ASAP5.

Nid d'abeille 1/4-5056-.0015			
Alliage d'Aluminium		5056	
Taille de cellule		6.35	$[mm]$
Epaisseur des feuilles		0.0381	$[mm]$
Densité		54	$[kg/m^3]$
Compression	Module	793	$[MPa]$
	Limite élastique	2.17	$[MPa]$
Cisaillement direction L	Module	345	$[MPa]$
	Limite élastique	1.59	$[MPa]$
Cisaillement direction W	Module	152	$[MPa]$
	Limite élastique	0.9	$[MPa]$

Tab. 2.2 – Caractéristiques du nid d'abeille 1/4-5056-.0015 - Ref.[8]

La structure retenue est constituée de nid d'abeille en Aluminium de 10 mm d'épaisseur (propriétés disponibles dans le tableau Tab.2.2) et de peaux de CFRP constituées de six plis (0.06 mm d'épaisseur chacun) de M55J/950 − 1 (propriétés disponibles dans le tableau Tab.2.3) dont la séquence est la suivante : $[-60/0/60]_S$[8]. Les dimensions des panneaux intérieurs et extérieurs sont représentées à la figure Fig. 2.2. Nous remarquons la présence d'une découpe dans les panneaux intérieurs afin d'y insérer les modules test.

[8] L'indice $_S$ signifie que la séquence des plis est symétrique par rapport à la fibre centrale.

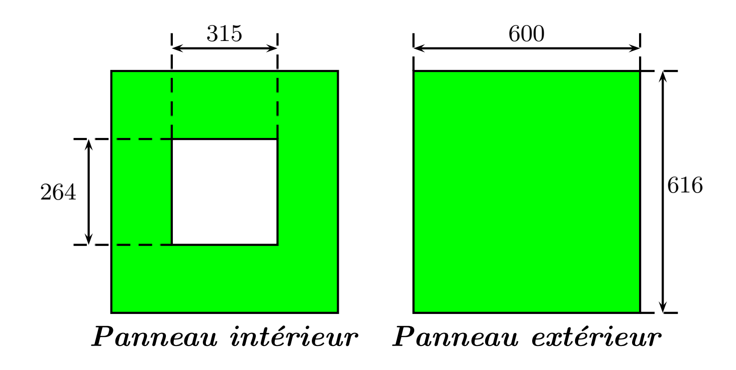
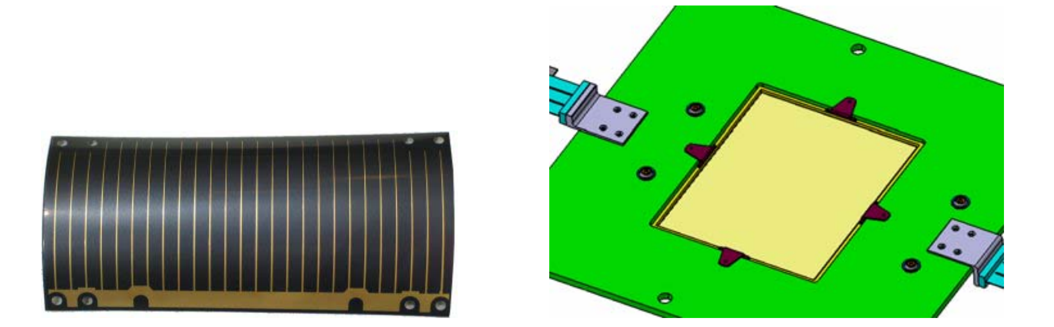


FIG. 2.2 – Dimensions des panneaux solaires intérieurs et extérieurs [mm]

Pli M55J/950-1		
Densité	1800	$[kg/m^3]$
Module de Young (direction fibre)	290	$[GPa]$
Module de Young (direction matrice)	5.32	$[GPa]$
Module de cisaillement	5.55	$[GPa]$
Coefficient de Poisson	0.31	[/]

TAB. 2.3 – Propriétés mécaniques d'un pli M55J/950-1 - REF.[2]

Les modules de test sont constitués d'un cadre rectangulaire en aluminium supportant les cellules expérimentales. Ces cellules solaires CIGS (FIG.2.3 (a)), du nom du semi-conducteur vaporisé sur une fine peau de titane ($25\mu m$), sont disposées sur une structure constituée de petites poutres en I. Les modules sont fixés aux panneaux à l'aide quatre pattes en aluminium pour chaque module (FIG.2.3 (b)).



(a) Cellule solaire type CIGS [18] (b) Configuration de fixation du module test.

FIG. 2.3 – Représentation du module test de cellules solaires CIGS

Le mécanisme de déploiement

Initialement, il avait été décidé que le déploiement serait assuré par une série de ressorts de torsion précontraints. Cependant, lors de la première PDR, les experts ont conclu qu'il

serait trop ambitieux pour des étudiants de réaliser un tel mécanisme (usinage et assemblage délicat). Sur conseil d'un expert mécanisme de l'ESA, il a été décidé de se tourner vers un système de charnière dite MAEVA basée sur le principe des *joints de Carpentier* développée conjointement par la société française 01dB-METRAVIB et le CNES (***C**entre **N**ational d'**E**tudes **S**patiales*). Une représentation d'une charnière MAEVA est présentée à la figure FIG.2.4.

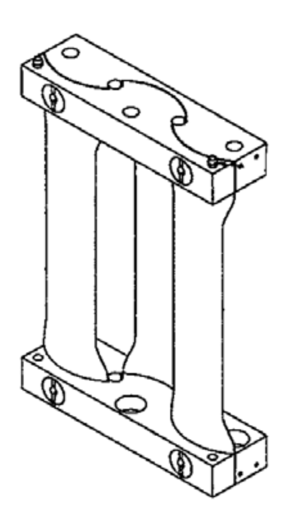


FIG. 2.4 – Représentation d'une charnière MAEVA - REF.[4]

L'étude de ces charnières étant l'objet de ce Travail de Fin d'Étude, une description complète de ces charnières sera présentée dans un chapitre ultérieur (section 4.1). Nous pouvons cependant dès à présent justifier le choix de ces charnières par le fait qu'elles regroupent les fonctions de déploiement, de guidage et de blocage sans aucun apport de lubrifiant. En toute généralité, l'utilisation de ce type de mécanisme permet d'éviter la plupart des problèmes généralement rencontrés (soudure à froid, jeux dus à la dilatation,...). L'arrangement particulier de trois lames (*joint de Carpentier*) permet d'accroître cette capacité de guidage et la raideur en torsion en configuration déployée. A côté de tous ces avantages, citons néanmoins un inconvénient majeur qui est le prix : 24.000Euros HT pour un lot de quatre charnières (prix négocié par l'équipe Mech $2006-2007$). Les principales propriétés de ces charnières sont reprises dans le tableau TAB.2.4.

Propriétés	
Masse	$< 90gr$ sans visserie
Couple moteur	$> 0.15N.m$
Couple de retenue	$>4.5N.m$
Raideur (config. déployée)	$\approx 1000N.m/rad$
Température de qualification	$[-70°C, +115°C]$
Précision de déploiement	$\leq 1°$
Volume (config. déployée)	$105X20X70mm^3$

TAB. 2.4 – Principales propriétés d'une charnière MAEVA - REF.[3]

Notons également que ces charnières MAEVA ont passé avec succès les tests de qualification dédiés à ce type de mécanisme par les standards de l'ESA et du CNES. De nombreux tests nu-

mériques (*méthode de Monte-Carlo*) et expérimentaux (sous condition 0-G en vol parabolique) ont été effectués lors du développement de la charnière afin de déterminer les combinaisons de paramètres les plus défavorables conduisant à un déploiement incorrect. Lors de l'analyse des panneaux solaires de MYRIADE, les 680 simulations n'ont montré aucune collision des panneaux lors du déploiement.

Un des défis proposés à l'équipe 2006 − 2007 était d'imaginer une configuration de l'ensemble du sous-système composé de deux panneaux (1 cm d'épaisseur)[9] ainsi que les deux charnières MAEVA dans un espace alloué à l'équipe MECH de 36 mm de part et d'autre des panneaux latéraux du satellite.

Dans la suite de ce rapport, les charnières, pliées à angle droit en configuration non-déployée, reliant chaque panneau intérieur au module d'orientation, seront dénommées *charnière épaule* ; tandis que les charnières reliant les panneaux intérieur et extérieur (initialement pliées à 180^0) seront dénommées *charnière coude*.

Suite à de nombreuses négociations avec différentes équipes (notamment CONF et RISK), il a été décidé de prolonger les panneaux vers le bas du satellite, profitant du dégagement pour disposer la charnière, et d'élever les moteurs de pointage. Un inconvénient de cette configuration est le fait que les panneaux recouvrent les tuyères d'appoint. Cependant une configuration qui éviterait ce recouvrement impliquerait l'utilisation de deux charnières supplémentaires, requérant également une importante augmentation du budget. Il a été conclu, en accord avec l'équipe RISK et l'ESA, qu'un problème ne pouvant avoir lieu que lors d'un non-déploiement des panneaux, plus d'une erreur se serait produite et un tel cas est considéré comme un risque acceptable par les standards de l'ESA (philosophie *single point failure*). Une représentation de la disposition des panneaux solaires et des charnières est présentée ultérieurement (FIG.2.9). En effet, la disposition des panneaux solaires a légèrement changé suite à un problème découvert lors du *workshop* 13 d'octobre 2007.

Le mécanisme de rétention

Une des spécifications recommandées à l'équipe MECH est de garantir le non-déploiement des panneaux solaires de manière accidentelle durant les phases de préparation au sol ou au cours du lancement. Un système de rétention composé de deux câbles en *Kevlar* (Diam.=1 mm) situés de part et d'autre du satellite permettra le maintien des panneaux en configuration non-déployée jusqu'à ce que ces câbles soient sectionnés à l'aide de couteaux thermiques. Le choix d'un tel type de technologie a été conseillé par l'ESA afin d'éviter l'utilisation de moyens pyrotechniques. Ces couteaux thermiques[10] permettent de couper les câbles à l'aide d'une résistance dont la puissance dissipée permet d'atteindre des températures de l'ordre de $1000°C$ permettant la sublimation du Kevlar (FIG.2.5) et par conséquent de sectionner le câble en moins de 60 secondes. L'utilisation de ce système requiert le maintien d'une tension minimale de $100N$ dans les câbles ainsi qu'un alignement sévère du câble avec le couteau. Afin de remplir ces deux exigences, les câbles seront disposés à l'intérieur de tubes prenant appui d'une part sur le module contenant les couteaux thermiques et d'autre part sur les panneaux intérieurs. En effet, ces tubes permettront de garantir une tension minimale dans les câbles même lorsque l'autre câble est déjà sectionné (FIG.2.6 (a)).

[9] Notons que cette épaisseur est passée à 1.36 mm suite à la réunion chez DUTCH SPACE en octobre 2007

[10] De tels couteaux thermiques sont commercialisés par la société DUTCH SPACE. Pour plus de renseignements (tests, caractéristiques électriques et mécaniques), consultez [18]. Notons également que les couteaux sont disposés par paire dans un souci de redondance.

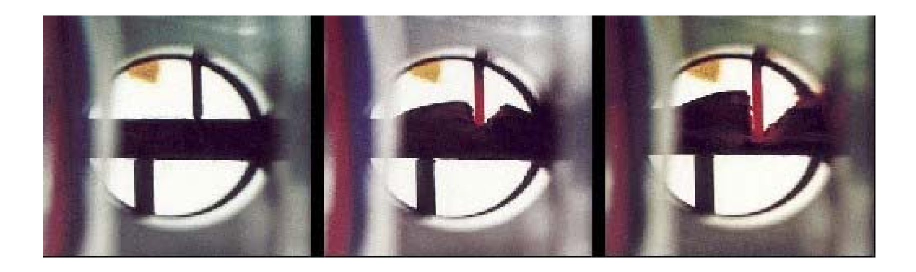
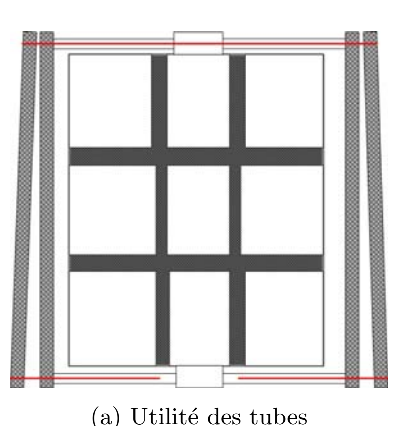
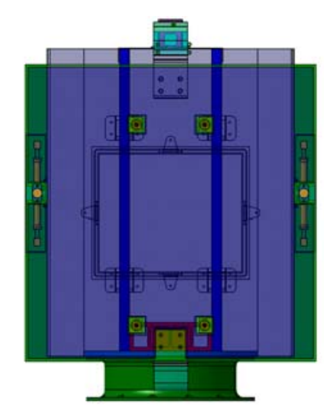


FIG. 2.5 – Principe de fonctionnement des couteaux thermiques - REF. [18]

Afin de permettre une transmission optimale des efforts des panneaux vers la structure du satellite et également afin de fixer les panneaux solaires en configuration non-déployée, des *points de pression* sont disposés entre les panneaux extérieurs et intérieurs et également entre les panneaux intérieurs et des équerres reliées directement à la structure primaire. Du fait de la présence du module-test de cellules solaires, l'utilisation de quatre points de pression par interface est requis. Le choix du positionnement de ces points de pression (FIG.2.6 (b)) a été dicté par les exigences de découplage fréquentiel (entre le satellite et le lanceur) et les exigences liées à la configuration globale du satellite. En effet, il n'est possible de placer les équerres que dans certaines zones étroites.



(a) Utilité des tubes



(b) Positionnement des points de pression

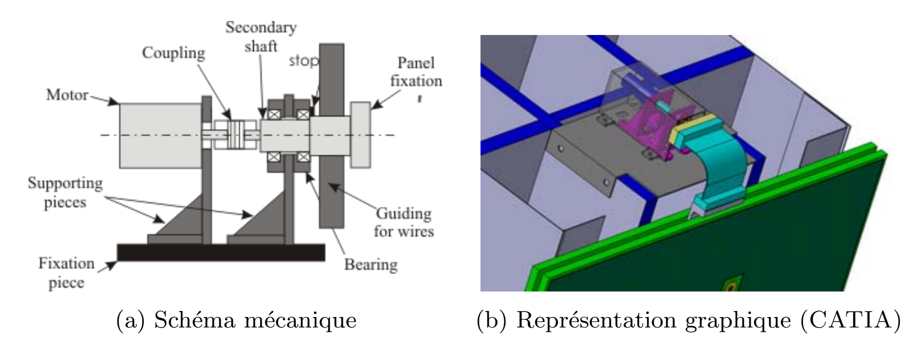
FIG. 2.6 – Système de rétention

Le système de pointage

Afin de retirer le maximum de puissance des panneaux solaires, un système de pointage des panneaux est nécessaire pour continuellement pointer au mieux vers le Soleil. Le système proposé est constitué d'un moteur électrique de type pas à pas (*Stepper motor*) pour chaque aile solaire. Le choix d'un moteur pas à pas est justifié par les faibles vitesses et accélérations requises. Le moteur choisi est le PHYTRON-VSS19 [12], qualifié spatial, capable de fournir le couple requis à la rotation des panneaux.

L'axe de rotation du moteur étant relativement faible (2.5 mm) et l'importance des sollicitations attendues lors du lancement et du déploiement[11] nous mènent à adjoindre au moteur

[11]Nous pourrions rajouter à cette liste de sollicitations les efforts dus au poids propre des panneaux solaires lors des phases d'intégration au sol et de maintenance



(a) Schéma mécanique (b) Représentation graphique (CATIA)

FIG. 2.7 – Représentation du module moteur

un second axe d'un diamètre plus important couplé de manière flexible au premier à l'aide d'un dispositif de couplage appelé *joint d'*OLDHAM [5]. Ce couplage permet la transmission des efforts de torsion tout en évitant la transmission des efforts de flexion et permet également un léger désalignement des axes. Ce second arbre sera supporté par deux paliers façonnés dans un matériau généralement utilisé à des fins tribologiques dans le domaine spatial tel que le *Vespel*. Le but de ces paliers est de transmettre les efforts à la structure du satellite. Une butée est également ajoutée en tant que sécurité afin de ne permettre plus d'un tour (risque de rupture des câbles électriques) et en tant que dispositifs permettant la remise à zéro des compteurs du contrôle électronique des moteurs. En effet, ce type de moteur *pas à pas* ne requiert pas de boucle de contrôle et donc pas de mesure de l'angle de rotation effectif ; ce qui rendrait également totalement ignorant le contrôleur du sous-système MECH en l'absence de cette butée.

Un schéma de la conception proposée pour le module moteur est présenté à la figure FIG.2.7 (a). Notons que la figure présentée correspond à la configuration acquise à la fin du *workshop* 13 dont l'interface STRU-MECH a évolué à la demande de l'équipe prenant en charge l'intégration du satellite (AIV). L'empattement permettant l'assise du moteur sur la structure primaire a été étendu jusqu'à recouvrir entièrement la zone afin de faciliter l'intégration de la plaque supérieure et du module moteur. Nous pouvons également remarquer la présence de renfoncement permettant à la plaque supérieure une possibilité de fixation indispensable.

L'électronique de contrôle

Le système électronique comprend deux cartes identiques par souci de redondance (cartes et systèmes d'alimentation indépendants). La communication entre la carte MECH et l'ordinateur central du satellite s'effectue à l'aide de deux bus CAN. Le micro-contrôleur aura pour but le pilotage des moteurs d'orientation et le déclenchement des couteaux thermiques. Une dernière recommandation requise au système électronique de MECH est de vérifier le bon déploiement des panneaux et de transmettre cette information à l'ordinateur central.

2.2.3 Worschop 13

Un *workshop* fut organisé dans le cours du mois d'octobre 2007 à l'ESTEC dans le cadre de la mission ESEO. Les objectifs de ce *workshop* étaient les suivants :
- Finaliser tous les documents à soumettre à la PDR ;
- Obtenir une configuration à proposer pour la PDR ;
- Finaliser la définition des interfaces entre sous-sytèmes.

Durant le *workshop*, des cours ont été dispensés par des experts de l'ESA sur les sujets des radiations et la présentation d'un outil de travail (DMPL). Cet outil facilite la réalisation et le partage de documents reprenant les différents processus et matériaux des pièces d'un sous-système à l'aide d'une base de données destinées aux missions ESA. Il fut décidé au terme du *workshop* que cet outil serait dorénavant utilisé dans le cadre de la mission Eseo.

L'équipe Mech ainsi qu'un membre de l'équipe Eps (gestion de la puissance) se sont rendus chez Dutch Space à Leiden afin d'y rencontrer *Rob Zwanenburg*, expert dans le domaine de la conception de panneaux solaires, et de discuter de la conception proposée par l'équipe Mech.

Durant cette année de participation au projet Eseo et surtout lors de la période comprenant le *workshop*, l'équipe Mech s'est dans un premier temps attelée à finaliser les documents destinés à la PDR et à combler les quelques manquements à la conception proposée par l'équipe précédente. De plus, sur la demande d'autres équipes, des modifications ont été apportées. Citons notamment la modification déjà mentionnée de configuration de la plaque supportant le moteur (cette tâche était également liée à la finition des documents d'interface) et le changement d'épaisseur des panneaux solaires (de 10 mm à 10.36 mm). Dans les paragraphes suivants, les modifications ou problèmes rencontrés seront brièvement présentés ainsi qu'une présentation de la vérification de la bonne tenue des moteurs d'orientation aux radiations à l'aide du logiciel Spenvis.

Configuration

Durant le *workshop*, un problème lié à la configuration du sous-système Mech, proposée six mois auparavant, est détecté. Comme représenté à la figure Fig.2.8, nous pouvons remarquer que le panneau solaire intérieur, dans sa configuration non-déployée, est pénétré par les tuyères d'éjection du module *propulsion*.

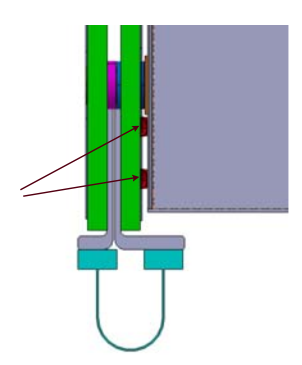
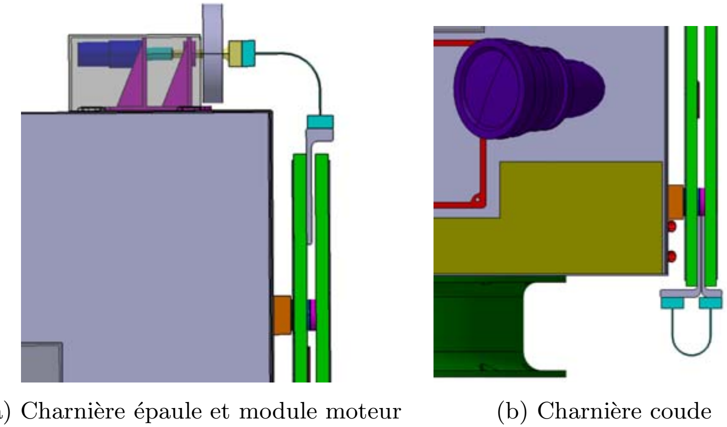


Fig. 2.8 – Visualisation de la collision tuyère-panneau solaire

Après discussions avec l'équipe en charge de ces tuyères (Prop) et avec l'équipe responsable de la configuration du satellite (Conf), il est décidé que l'emplacement des tuyères ne peut être modifié dû à leur conception et à l'encombrement dans le corps du satellite. Il est dès lors décidé de décaler les panneaux solaires de 12 mm vers l'extérieur du corps du satellite par rapport à leur ancienne configuration, ce décalage tenant compte d'une marge en vue d'éviter les collisions tuyères-panneaux durant le lancement. Notons que les déplacements au droit des tuyères engendrés par les charges au lancement ne sont pas conséquents vu la proximité des points de pression. Ce décalage n'a été permis que par le fait de l'élargissement de l'enveloppe

totale permise pour le satellite (information fournie lors du *workshop* à l'Estec). La nouvelle configuration est représentée aux figures Fig.2.9 (a) et (b)[12].



(a) Charnière épaule et module moteur (b) Charnière coude

Fig. 2.9 – Configuration du sous-système Mech (Catia)

Système de connexion électrique

Un des points manquants dans la réalisation proposée par l'équipe Mech 2006 – 2007 concernait la conception d'un système permettant le transport de l'électricité recueillie au niveau des cellules solaires au corps du satellite. La difficulté d'un tel système se situe dans le fait que les panneaux solaires effectuent un mouvement de rotation afin de continuellement pointer face au Soleil. Cette difficulté ne permet pas de laisser les câbles libres sans risque de rupture accidentelle et sans entraîner des pertes de puissance transmise dues à une torsion trop importante des câbles. Une seconde difficulté est liée à la grande rigidité des câbles généralement utilisés, ne permettant pas un enroulement dans un espace réduit.

Lors de la réunion chez Dutch Space, *Rob Zwanenburg* conseille l'utilisation d'une sorte de mécanisme comprenant des fils plats (nappe) s'enroulant facilement (et avec des pertes de puissances électriques moindre) dans une sorte de double cylindre permettant le guidage du fil plat (Fig.2.10). Le cylindre intérieur suit le mouvement de l'arbre de rotation tandis que le cylindre extérieur reste fixe, rendant faible la déformation imposée aux câbles à section circulaire. La conception proposée dans les documents remis ne reprend que les grandes lignes. Il resterait à déterminer le type de fils plats permettant le passage de la quantité de puissance provenant des panneaux solaires d'Eseo, le type de connections nappe-câbles et les dimensions et matériaux des cylindres.

Mécanisme de rétention

Lors de notre réunion chez Dutch Space, il nous a été signalé qu'aucun moyen pratique n'avait été prévu pour vérifier le niveau de tension dans les câbles de rétention en Kevlar

[12]Nous pouvons également remarquer la nouvelle orientation du *Star Tracker* (en mauve sur la figure Fig.2.9 (b))(team Stt). En effet, il a été remarqué que l'ancienne configuration, vu son orientation particulière par rapport au Soleil, empêcherait le bon fonctionnement de l'appareil. Au vu de considérations liées à la durée d'utilisation par orbite et surtout par facilité, il avait été décidé de placer l'appareil perpendiculairement aux panneaux solaires, ce qui aurait impliqué un décalage important de ceux-ci, voir l'impossibilité de les placer dans l'enveloppe autorisée. Il a donc été décidé d'opter pour une orientation telle que présentée à la figure Fig.2.9 (b), avec un système de fixation de l'appareil plus complexe que prévu initialement sans engendrer de modifications à d'autres sous-systèmes.

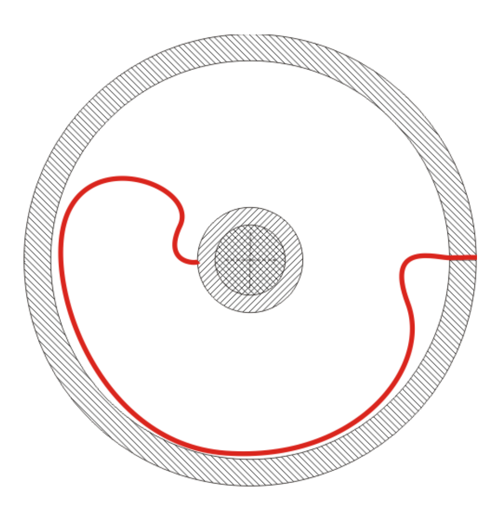


FIG. 2.10 – Schéma du système de transmission de la puissance électrique proposé

pendant les phases de manutention et de test au sol. En effet, nous avons auparavant attiré l'attention sur la nécessité de maintenir une tension minimale afin de garantir le bon fonctionnement des couteaux thermiques. Il nous a dès lors été conseillé de placer un ressort dans le système d'attache des câbles de rétention sur les panneaux extérieurs (FIG.2.11). Connaissant la raideur du ressort, la tension régnant dans le câble serait dès lors facilement mesurable. Il est à noter qu'une ouverture devra être prévue dans le système de fixation afin d'avoir un accès visuel aisé sur le ressort.

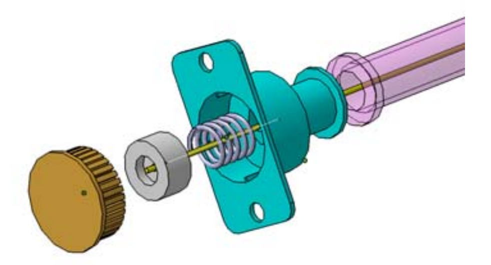


FIG. 2.11 – Système d'attache des câbles de rétention

Le système d'attache des câbles de rétention est représenté à la figure FIG.2.11. Sur cette figure est également représenté le tube mentionné dans un paragraphe précédent.

Analyse de radiation

Au cours de la démarche de conception, il s'est posé la question de la tenue des moteurs d'orientation aux agressions engendrées par l'environnement spatial et notamment aux radiations (vu les nombreux passages au travers des *ceintures de radiations de Van Allen*). A l'aide du logiciel SPENVIS [19] utilisé par les ingénieurs de l'ESA afin de réaliser les études liées aux radiations et des données fournies sur les caractéristiques orbitales de la mission (TAB.2.1), il est possible de tracer une courbe reprenant la dose (en [rad][13]) absorbée en fonction de l'épaisseur de protection (en aluminium dans notre étude)(Modèle SHIELDOSE). Les résultats

[13]rad est l'acronyme de ***R**adiation **A**bsorbed* **D**ose : 1 rad = 1/100 ergs/g = 1/100 J/kg = 1/100 Gray

présentés à la figure Fig.2.12 proposent une décomposition de l'effet des différentes sources de radiations ainsi que leur effet cumulé. La conception prévoit une épaisseur d'aluminium de 3 mm pour le boîtier de protection des moteurs. Nous vérifions que cette épaisseur permet de ne pas dépasser les limites de doses de radiations prescrites pour l'utilisation des moteurs retenus (dose admissible :100 krad [12]). Il est à noter que cette étude n'est qu'une étude préliminaire basée sur un modèle simplifié. Cependant les résultats obtenus sont rassurants quant à la bonne résistance des moteurs envers les radiations vu la marge importante observée.

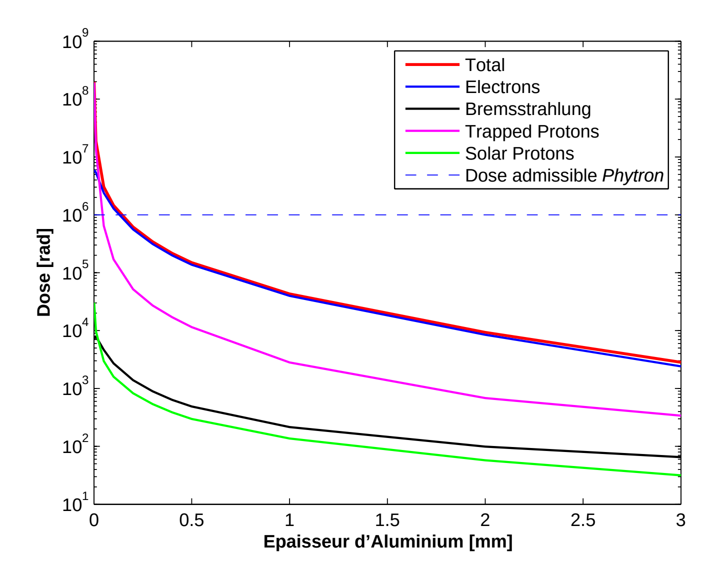


Fig. 2.12 – Analyse de radiations des moteurs Phytron lors de la mission Eseo

2.2.4 Conclusion

Comme mentionné déjà à plusieurs reprises, les modifications apportées par l'ESA au projet étudiant ont fortement perturbé l'avancement de la conception Eseo. L'apport de l'équipe Mech de cette année (2007 – 2008) n'a dès lors pas pu être aussi conséquent que le travail effectué par l'équipe Mech 2006 – 2007. Néanmoins les problèmes qui se sont présentés durant l'année ont été résolus comme présentés dans cette partie.

La seconde partie de ce Travail de Fin d'Étude concerne l'étude éléments-finis du mécanisme de déploiement, les charnières Maeva. Une analyse complète d'un système constitué d'une lame unique est effectué afin de vérifier la fiabilité de l'analyse éléments-finis et de maîtriser les différents paramètres intervenant dans ce type d'étude. Nous passerons ensuite à l'étude de la charnière complète pour aboutir à la simulation d'un déploiement d'une aile solaire du satellite Eseo .

Deuxième partie

Étude dynamique d'une charnière MAEVA

Chapitre 3

Étude du comportement d'une lame

L'étude du comportement d'une lame semblable à celles utilisées dans une charnière MAEVA a pour principal but de démontrer la fidélité d'une étude éléments-finis à reproduire un comportement attendu et testé de manière théorique et expérimentale. Notons que ces lames sont couramment dénommées par l'appellation *joint de Carpentier* dans la littérature. L'étude d'une lame proposée sera structurée de la manière suivante :

Premièrement, les notations et conventions adoptées dans un tel domaine seront exposées.
Deuxièmement, le comportement typique attendu et observé (*Seffen*) d'un joint de Carpentier lors d'un pliage/dépliage sera explicité.
Troisièmement, une étude analytique du problème attribuée à *Mansfield* sera développée afin d'en retirer les caractéristiques principales décrivant le comportement d'une lame.
Dernièrement, une étude éléments-finis sera réalisée afin de comparer les résultats analytiques, numériques, et également vérifier que la méthode est capable de reproduire le comportement prévu. Lors de cette étude éléments-finis, une comparaison de différents types d'éléments (coque et volume) sera effectuée afin de déterminer le type d'élément le plus adéquat (fiabilité des résultats et temps de simulation). Tous les enseignements acquis au cours de cette étude seront utiles à la réalisation de l'étude de la charnière MAEVA.

3.1 Notations et conventions

Une lame typique est semblable à une mince bande métallique courbée transversalement. La géométrie ainsi que le comportement global de cette lamelle ressemble fort à celui d'un mètre-ruban. En effet, tout comme un mètre-ruban, un joint de Carpentier possède la capacité de se plier et/ou déplier tout en restant continuellement dans le domaine élastique. En outre, elle possède des propriétés intéressantes de blocage en position déployée. Cette propriété de blocage, depuis longtemps utilisée à des fins de métrologie par les bricoleurs, voit son horizon d'utilisation étendu au domaine des mécanismes de déploiement. En effet, un tel mécanisme de déploiement possède de nombreux avantages par rapport à un mécanisme conventionnel de type ressort et ce d'autant plus que ce système est destiné à un application spatiale. L'avantage prédominant en est l'absence de frottements et de friction ; ce qui permet d'éliminer tous les désagréments apportés par un système de lubrification (problèmes de contamination/dégazage, soudure à froid,...).

3.1.1 Notations

La géométrie d'une lame uniforme peut simplement être définie par ces quelques paramètres géométriques principaux (FIG.3.1) :
- l'épaisseur t ;
- le rayon de courbure transversal R ;
- la longueur L ;
- l'ouverture α de la lame ;

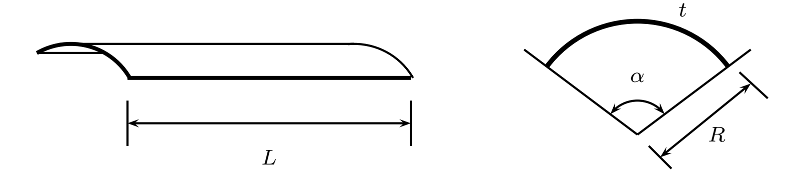


FIG. 3.1 – Paramètres de définition géométrique d'une lame

Nous pouvons définir un angle de rotation relatif θ entre les deux extrémités de la lame pour rendre compte du comportement global de la lamelle lors d'un pliage/dépliage. Cet angle de rotation relatif sera dénommé *angle d'ouverture* de la lame dans la suite de ce travail. Cet angle est considéré comme étant positif lorsqu'une modification de la géométrie initiale de la lame engendre des courbures transversale et longitudinale de signes opposés.

3.1.2 Conventions de sens

Il existe dans la littérature [17] des conventions afin de classifier la déformée prise par une lame sous une sollicitation de flexion appliquée aux deux extrémités de la lame. Ces conventions sont basées sur le signe relatif des courbures transversale et longitudinale. Ainsi nous appellerons une lame en *flexion en sens opposé* une lame dont les courbures générées sont de signes opposés (FIG.3.2 (a)). Le moment de flexion résultant sera considéré comme étant positif.

Inversément, une *flexion en sens égal* sous un moment de flexion négatif induit des courbures transversale et longitudinale de signes identiques ($\theta < 0$)(FIG.3.2 (b)).

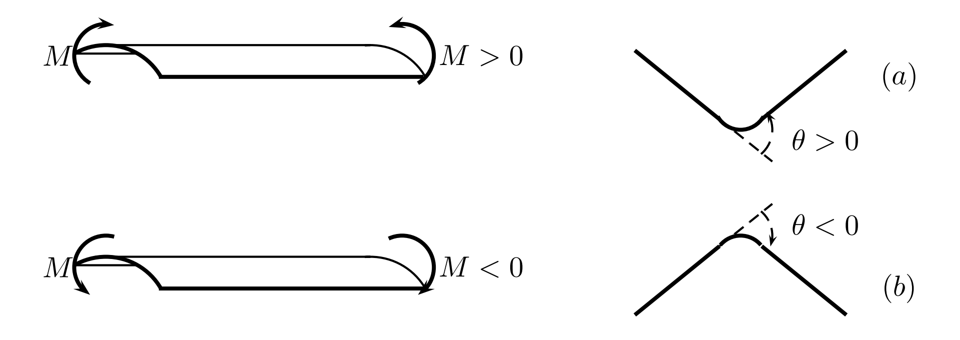


FIG. 3.2 – Conventions de sens : (a) en sens opposé et (b) en sens égal

3.2 Comportement typique d'une lame

Le comportement général d'un joint de Carpentier sollicité statiquement dans les deux sens de flexion est décrit par *Seffen* dans son article [17].

La flexion d'une lame est fortement non-linéaire comme montré à la figure FIG.3.3 où est représenté un diagramme du moment M en fonction de l'angle de rotation relatif θ[1]. *Seffen* montre que la lame ne présente pas un comportement identique dans les deux sens de sollicitation. Une décomposition du comportement en trois domaines distincts peut être effectuée.

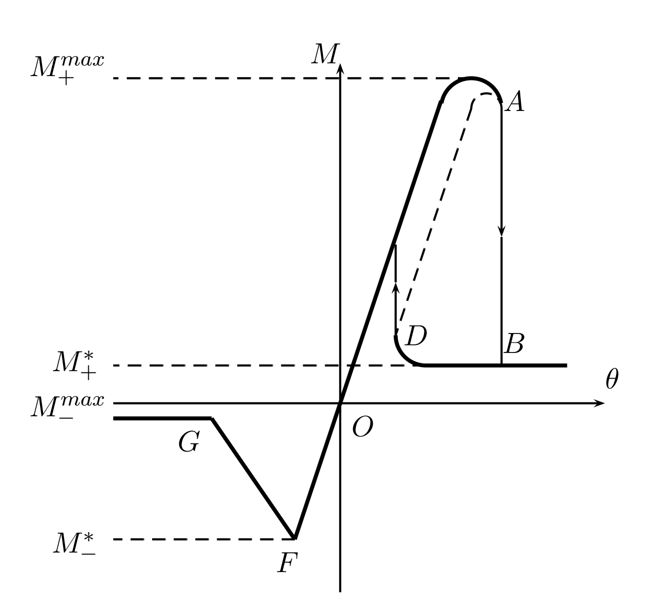


FIG. 3.3 – Diagramme du moment de flexion en fonction de l'angle d'ouverture (M-θ) du comportement typique d'une lame

1. Une partie *linéaire* :

   Seulement pour de faibles angles d'ouverture de la lame (comportement global) et de très faible courbure longitudinale (comportement local), le moment appliqué varie linéairement en fonction de l'angle d'ouverture θ.

2. Une partie *non-linéaire* comprenant une *flexion en sens opposé* (pliage/dépliage) de la lame :

   En partant d'une configuration non sollicitée, lorsque la rotation relative des extrémités de la lame augmente, la section droite commence à s'aplatir (cet effet étant le plus marqué au milieu de la lame) et le moment tend vers une valeur critique M_+^{max}. Lorsque que ce moment critique est atteint, la partie centrale subit un brusque flambement[2] (de A à

[1] Le moment M considéré est le moment appliqué ou mesuré aux deux extrémités de la lames selon des axes initialement transversaux à la lame.

[2] Le flambement est un phénomène d'instabilité de l'équilibre. Ce phénomène se produit lorsque la branche d'équilibre dit *trivial* croise une seconde branche d'équilibre admissible *non-trivial* en un point appelé *point de bifurcation*. La charge correspondant à ce point de bifurcation est appelé *charge critique de flambement*.

B) et la déformation se trouve soudainement localisée dans une région restreinte, courbée longitudinalement. Ce flambement est accompagné d'une chute rapide du moment à partir de sa valeur critique M_{+}^{max} (A) jusqu'à une valeur résiduelle M_{+}^{*} (B). Tandis que le moment M décroît, l'ensemble de la lame tend à annuler sa courbure longitudinale à l'exception d'une région localisée où s'est produit l'instabilité de flambement. L'angle de rotation relatif augmentant, la valeur du moment tend à rester à une valeur résiduelle constante. De même, la courbure longitudinale reste constante, quasi-nulle partout excepté dans une région localisée autour de la région de flambement.

Lors du chemin inverse correspondant à un dépliage de la lame, nous observons un comportement identique à une exception près. En effet, lorsque l'angle d'ouverture de la lame atteint le point B, le moment ne bifurque pas jusqu'au point A mais continue à un niveau de moment constant jusqu'au point D. Ensuite, nous observons une bifurcation jusqu'au point E dont la valeur du moment est nettement plus faible que la valeur du moment critique maximum M_{+}^{max}. Une partie du domaine élastique est dès lors amputée lors du chargement rendant compte d'un *phénomène d'hystérésis*.

Sur le schéma est également représenté en pointillé le comportement instable de la lame. Ce trajet instable ne pourra être rencontré lors d'une expérimentation mais bien lors d'une simulation éléments-finis quasi-statique de la lame notamment à l'aide d'une méthode de continuation (cfr. section 3.4).

3. Une seconde partie *non-linéaire* comprenant une *flexion en sens égal* (pliage/dépliage) de la lame :

   Lorsque la lame est pliée dans une direction de flexion en sens égal, nous remarquons une réponse plus douce et une région linéaire nettement plus courte en comparaison du comportement en sens opposé. Une bifurcation se produit à une valeur critique de moment M_{-}^{max} (F) dont le résultat est un mode de déformation couplé de flexion-torsion avec un pliage asymétrique en torsion près des extrémités de la lame. Tandis que l'angle de rotation relatif entre les extrémités augmente, l'amplitude de ce pli en torsion augmente et se déplace vers le milieu de la lame. Finalement, les plis se rencontrent et forment subitement un pli en flexion symétrique, central pour une valeur de moment M_{-}^{*} (G).

   L'importante différence entre la valeur du moment critique M_{+}^{max} et M_{-}^{max} trouve son origine dans la différence de type de flambement, flambement en flexion en sens opposé et flambement en torsion en sens égal. La différence entre les deux comportements tend à diminuer avec la diminution de la longueur de la lame (effet des conditions aux limites plus marqué vers le milieu de la lame). Lors d'un trajet inverse, *Seffen* a observé que le chemin de déchargement correspond en très bonne approximation au comportement en chargement.

Au voisinage de cette charge, la géométrie est susceptible de varier énormément par rapport aux variations de charges. La structure prend alors le chemin de l'équilibre de moindre potentiel et suit la branche d'équilibre bifurquée.

3.3 Résolution analytique

Plusieurs théoriciens ont basé leurs recherches sur la prédiction du comportement d'un joint de Carpentier soumis à une sollicitation en flexion et en torsion. Le comportement d'un tel élément est largement décrit et étudié dans le domaine élastique des petites déformations, cependant un besoin dans le cadre de l'étude du comportement non-linéaire accompagné de grandes déformations a vu le jour ; notamment dans le domaine de l'aéronautique.

Des théories furent développées au cours du vingtième siècle (*Von Karmann* (1910), *Reisnner* (1957)). Cependant c'est à *Mansfield* (1973) [6] que l'on doit la théorie prédisant le comportement en flexion d'une lame (lenticulaire ou à épaisseur constante) possédant des courbures longitudinale et transversale initiales non nulles et tenant compte d'un éventuel couple de torsion. Notons que d'autres chercheurs ont développé leur théorie concernant l'étude de lame initialement courbée. Celle de *Wüst* (1954) [26] est basée sur des considérations d'équilibre et sur la théorie des coques linéarisées. De façon similaire, *Rimrott* (1966) utilisa des considérations énergétiques afin d'obtenir l'expression de la flexion dans le cas non-linéaire. Cependant, ces deux méthodes ne permettent pas de prédire la torsion associée à la flexion en sens égal de la lame (comportement prédis par *Seffen*). Nous avons dès lors décidé de considérer l'étude analytique effectuée par *Mansfield* afin d'obtenir des ordres de grandeurs permettant de juger la bonne corrélation de notre modélisation éléments-finis d'une lame. Cette résolution est brièvement décrite ci-après.

La théorie développée par *Mansfield* utilise la théorie des coques à grandes déformations à l'aide d'une méthode variationnelle. Il est habituel dans une telle théorie de prendre comme hypothèse le fait que les rotations et pentes locales sont faibles en tout endroit. L'étude présentée est effectuée sur une lame de longueur infinie afin d'éviter la prise en compte des effets de bords. Cependant *Mansfield* assure qu'une lame dont le ratio *longueur* sur *largeur* est supérieur à 5 conduit à des résultats admissibles (considération liée au principe de Saint-Venant). Notons que *Seffen* [17] impose une telle condition afin de permettre une corrélation correcte de son étude éléments-finis avec les résultats expérimentaux.

Système de coordonnées (FIG.3.4) **:**

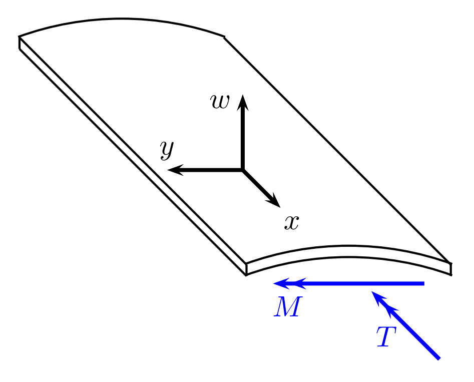


FIG. 3.4 – Système de coordonnées (étude analytique)

x	direction longitudinale ;
y	direction transversale ;
w	déflexion de la lame normale au plan x-y par rapport à la configuration libre initiale ;

Principales notations

t	épaisseur (constante) ;
a	longueur de l'arc sous tendu par une section droite de la lame, αR ;
E	Module de Young ;
ν	Coefficient de Poisson ;
D	Rigidité flexionnelle , $\frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$;
M,$\bar{M}$	Moment appliqué à la lame ;
T,$\bar{T}$	Torsion appliquée à la lame ;
V,$\bar{V}$	Énergie de déformation par unité de longueur ;
$w^*(y)$	Distorsion de la corde de la lame ;
ε_x	Déformation longitudinale sur la fibre neutre de la lame ;
$\kappa_x, \kappa_{xy}, \kappa_y$	Courbure longitudinale, de torsion et transversale

Notons que les paramètres surmontés d'une barre correspondent aux paramètres adimensionnalisés. En outre, les paramètres indicés zéro ($_0$) correspondent à la configuration libre initiale.

Nous simplifierons les développements effectués par *Mandfield* en tenant compte des conditions particulières à notre étude. De fait, les courbures longitudinales et de torsion initiales sont nulles ($\kappa_{x,0} = \kappa_{xy,0} = 0$), seule la courbure transversale initiale ($\kappa_{y,0}$) diffère de zéro. Afin de maintenir une résolution la plus générale possible, le terme de courbure croisée κ_{xy} engendrée par la torsion de la lame sera maintenu au cours du développement. Cependant, lors de l'application pratique, le degré de liberté correspondant à la torsion sera contraint et ceci dans un souci de faciliter la corrélation avec la méthode des éléments-finis (cfr. section 3.4) (réduction d'un degré de liberté).

Nos développements sont donc basés sur l'étude d'une lame à épaisseur constante initialement courbée transversalement.

La déformation longitudinale déterminée à partir d'un état libre (couple de flexion et de torsion nul) peut être exprimée par l'équation (3.1).

$$\varepsilon_x = \frac{1}{2}y^2\kappa_{xy}^2 - \kappa_x w^* + A + By \tag{3.1}$$

où les constantes A et B sont telles que l'équilibre dans le plan de la lame soit satisfait, *i.e.*

$$\int_{-\frac{1}{2}a}^{\frac{1}{2}a} E\varepsilon_x t\, dy = 0, \quad \int_{-\frac{1}{2}a}^{\frac{1}{2}a} yE\varepsilon_x t\, dy = 0 \tag{3.2}$$

Dans notre cas particulier, ces constantes prennent les valeurs particulières suivantes :

$$\left.\begin{array}{lcl} A & = & -\frac{1}{24}a^2\kappa_{xy}^2 \\ B & = & 0 \end{array}\right\}$$

Nous pouvons dès lors déduire l'énergie de déformation par unité de longueur due aux efforts dans la surface neutre de la lame V_m (équation (3.3)) ainsi que l'énergie de déformation flexionnelle par unité de longueur V_f (équation (3.4)).

$$V_m = \frac{1}{2} \int_{-\frac{1}{2}a}^{\frac{1}{2}a} Et\varepsilon_x^2 \, dy; \tag{3.3}$$

$$V_f = \frac{1}{2} \int_{-\frac{1}{2}a}^{\frac{1}{2}a} D \left[\left(\frac{d^2 w^*}{dy^2} + \kappa_x - \kappa_{y,0} \right)^2 - 2(1-\nu) \left\{ \kappa_x \left(\frac{d^2 w^*}{dy^2} - \kappa_{y,0} \right) - \kappa_{xy}^2 \right\} \right] dy; \tag{3.4}$$

L'énergie de déformation totale par unité de longueur V est la somme de V_m et de V_f. Notons que le terme d'énergie potentielle des forces extérieures, V_{ext}, reste nul. En outre, aucun terme d'énergie cinétique n'est à prendre en considération vu le caractère quasi-statique de l'analyse.

L'application du théorème variationnel d'Hamilton permet d'exprimer l'équilibre vertical en terme des paramètres de courbures. Nous aboutissons à l'équation différentielle (3.5).

$$\frac{d^2}{dy^2} \left\{ D \left(\frac{d^2 w^*}{dy^2} - \kappa_{y,0} + \nu\kappa_x \right) \right\} - Et\kappa_x \left\{ \frac{1}{2} y^2 \kappa_{xy}^2 - \kappa_x w^* + A + By \right\} = 0 \tag{3.5}$$

Les conditions portant sur le contour de la plaque (conditions *naturelles*) sont les suivantes :

$$\left.\begin{array}{rcl} \left[\frac{d}{dy} \left\{ D \left(\frac{d^2 w^*}{dy^2} - \kappa_{y,0} + \nu\kappa_x \right) \right\} \right]_{y=\pm\frac{1}{2}a} & = & 0 \\ \left[D \left(\frac{d^2 w^*}{dy^2} - \kappa_{y,0} + \nu\kappa_x \right) \right]_{y=\pm\frac{1}{2}a} & = & 0 \end{array}\right\}$$

Elles expriment l'annulation des forces de cisaillement et du moment de flexion aux extrémités de la lame (bords libres de la lame). Ce type de condition portant sur l'équilibre intérieur de la lame et sur son contour est naturellement pris en charge par le principe variationnel.

Dans notre étude particulière, après simplification, l'équation différentielle d'équilibre vertical prend la forme suivante :

$$\frac{1}{4k^4} \frac{d^4 w^*}{dy^4} + w^* = Q \left(y^2 - \frac{a^2}{12} \right) \tag{3.6}$$

$$\text{avec} \qquad k^4 = \frac{Et\kappa_x^2}{4D} \quad \text{et} \quad Q = \frac{\kappa_{xy}^2}{2\kappa_x}$$

La solution correspondante qui satisfait aux conditions aux limites est donnée par l'équation (3.7).

$$w^* = Q \left(y^2 - \frac{a^2}{12} \right) + c_1 \cosh(ky) \cos(ky) + c_2 \sinh(ky) \sin(ky) \tag{3.7}$$

$$\text{où} \quad \left\{ \begin{array}{rcl} c_1 & = & R \left(\frac{\cos\phi \sinh\phi - \cosh\phi \sin\phi}{\cosh\phi \sinh\phi + \cos\phi \sin\phi} \right); \\ c_2 & = & R \left(\frac{\cos\phi \sinh\phi + \cosh\phi \sin\phi}{\cosh\phi \sinh\phi + \cos\phi \sin\phi} \right); \end{array} \right. \quad \text{et} \quad \left\{ \begin{array}{rcl} R & = & \frac{\kappa_{y,0} - \nu\kappa_x - 2Q}{2k^2}; \\ \phi & = & \frac{1}{2}ka. \end{array} \right.$$

Introduisons une série de variables adimensionnelles afin de simplifier et de permettre la généralisation de la solution.

$$\bar{\kappa} = \frac{a^2\sqrt{3\left(1-\nu^2\right)}}{4t}\kappa; \qquad \bar{M} = \left(\frac{3a\sqrt{3\left(1-\nu^2\right)}}{Et^4}\right)M;$$
$$\bar{V} = \left(\frac{9a^3\left(1-\nu^2\right)}{4Et^5}\right)V;$$

L'expression de la relation entre le moment de flexion et la courbure longitudinale (équation (3.9)) est exprimée à partir de l'expression particulière de l'énergie de déformation totale par unité de longueur.

$$\bar{V} = \frac{1}{2}\bar{\kappa_x}^2 + \frac{\bar{\kappa_{xy}}^2}{1+\nu} + \frac{\lambda\Psi_1}{2\left(1-\nu^2\right)} \tag{3.8}$$

$$\boxed{\bar{M} = \frac{\partial\bar{V}}{\partial\bar{\kappa_x}} = \bar{\kappa_x} + \left(\frac{\lambda}{1-\nu^2}\right)\left(\mu\Psi_1 - \lambda\bar{\kappa_x}\Psi_2\right)} \tag{3.9}$$

avec $\begin{cases} \lambda = \bar{\kappa_{xy}}^2 + \bar{\kappa_x}\left(\nu\bar{\kappa_x} - \bar{\kappa_{y,0}}\right); \\ \mu = 2\nu\bar{\kappa_x} - \bar{\kappa_{y,0}}. \end{cases}$

et Ψ_1 et Ψ_2, des fonctions symétriques de la variable $\bar{\kappa_x}$ seule :

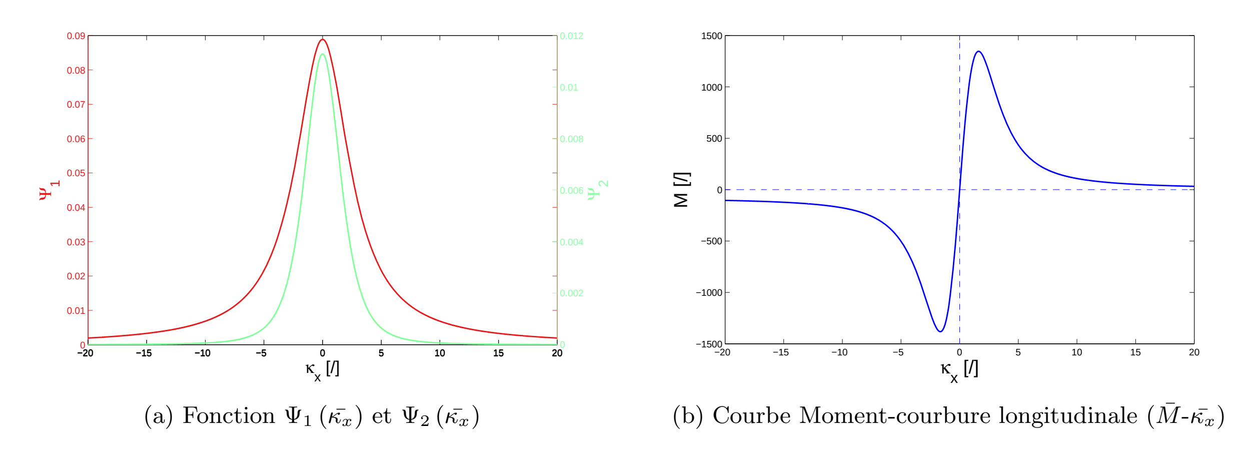
$$\Psi_1\left(\kappa_x\right) = \frac{1}{\kappa_x^2}\left[1 - \frac{1}{\sqrt{\kappa_x}}\left(\frac{\cosh 2\sqrt{\kappa_x} - \cos 2\sqrt{\kappa_x}}{\sinh 2\sqrt{\kappa_x} + \sin 2\sqrt{\kappa_x}}\right)\right] \tag{3.10}$$

$$\Psi_2\left(\kappa_x\right) = \frac{1}{\kappa_x^4}\left[1 + \frac{\sinh 2\sqrt{\kappa_x}\sin 2\sqrt{\kappa_x}}{\left(\sinh 2\sqrt{\kappa_x}\sin 2\sqrt{\kappa_x}\right)^2} - \frac{5}{4\sqrt{\kappa_x}}\left(\frac{\cosh 2\sqrt{\kappa_x} - \cos 2\sqrt{\kappa_x}}{\sinh 2\sqrt{\kappa_x}\sin 2\sqrt{\kappa_x}}\right)\right] \tag{3.11}$$

Ces fonctions sont tabulées (avantage d'une formulation adimensionnelle) et une représentation est présentée à la figure FIG.3.5 (a). La figure FIG.3.5 (b) représente la courbe moment de flexion en fonction de la courbure au centre de la lame (valeur adimensionnelle).

Lorsque le phénomène de flambement est dépassé, la lame tend vers un état dit *supercritique* pour lequel nous pouvons considérer une courbure transversale nulle, *i.e.* que la lame peut être assimilée à un cylindre dans la région bordant le pli. En minimisant l'énergie de déformation flexionnelle, il peut être montré [26] que la courbure longitudinale en état supercritique correspond à la courbure transversale initiale ($\kappa_x^* = \kappa_{y,0}$) au signe près suivant le sens étudié. Nous pouvons dès lors exprimer les moments résiduels en sens opposé et en sens égal par les formules suivantes :

$$M_+^* = \left(1+\nu\right)D\alpha; \tag{3.12}$$
$$M_-^* = -\left(1-\nu\right)D\alpha; \tag{3.13}$$



(a) Fonction $\Psi_1(\bar{\kappa_x})$ et $\Psi_2(\bar{\kappa_x})$ (b) Courbe Moment-courbure longitudinale ($\bar{M}$-$\bar{\kappa_x}$)

FIG. 3.5 – Représentation des résultats théoriques

A l'aide de l'expression du moment de flexion en fonction de la courbure longitudinale (equation (3.9)), il sera aisé d'étudier un cas particulier de lame (géométrie et caractéristiques mécaniques particulières) dans les limites de validité du modèle analytique (rapport *longueur sur largeur* supérieur à 5). En outre, il sera facile de déterminer la valeur des caractéristiques principales décrivant le comportement d'une lame soumise à pliage/dépliage. En effet, le moment de flexion critique, M^{max}, sera déterminé par une simple recherche (numérique) de maximum de la relation (3.9). Les moments résiduels, M^*, seront déterminés à partir des équations 3.12 et 3.13.

Il est à noter qu'un comportement couplant des modes de déformation en flexion et en torsion est attendu en sens égal. Ce couplage est cependant difficilement déterminable par un calcul analytique. Dès lors, la comparaison entre les résultats analytiques et éléments-finis se limiteront à une comparaison du moment résiduel, M^*_-, pour l'étude en sens égal .

3.4 Étude éléments-finis d'une lame

3.4.1 Introduction

L'étude éléments-finis présentée dans cette section vise à vérifier la capacité d'une telle méthode à reproduire les phénomènes complexes d'instabilité observés lors du flambement d'une lame et ceci avant de se lancer dans l'étude d'un système plus complet (charnière Maeva).

La fiabilité des résultats sera estimée à l'aide de comparaisons des résultats obtenus lors de l'analyse éléments-finis avec

- le comportement prédit par *Seffen* (section 3.2), *i.e.* la courbe représentant le moment de flexion en fonction de l'angle d'ouverture lors d'une sollicitation en flexion d'une lame aussi bien en sens opposé qu'en sens égal de flexion ;
- la valeur des caractéristiques du phénomène, principalement la valeur du moment maximum atteint, M_+^{max}, du moment résiduel, M_+^*, et de la pente initiale de la courbe du moment en fonction de la courbure longitudinale obtenus à l'aide de résultats analytiques (*Mansfield*)(section 3.3).

L'étude éléments-finis sera réalisée à l'aide du logiciel Samcef (notamment le module Mecano). La plupart des analyses seront effectuées dans l'environnement Samcef Field dont l'interface graphique facilite la modélisation, la gestion de l'analyse et le dépouillement des résultats.

L'analyse sera effectuée sur une lame simple dont les propriétés géométrique et mécanique sont celles utilisées par *Seffen* dans son article. Le lame étudiée est constituée d'un alliage de Cuivre (96%) et de Béryllium (2%) dénommée BeCu couramment utilisé dans l'industrie des ressorts à lame. Les propriétés mécaniques de ce matériau sont reprises dans le tableau Tab.3.1.

Propriétés mécaniques *BeCu*		
Module de Young, E	127.7	[GPa]
Coefficient de Poisson, ν	0.3	[/]
Densité, ρ	8250	$[kg/m^3]$

Tab. 3.1 – Propriétés mécaniques du BeCu [9, 17].

Dans un souci de déterminer l'élément le plus adéquat à la réalisation de l'étude de la charnière complète, plusieurs types d'éléments seront utilisés et leurs résultats comparés : élément de coque `Mindlin` et élément volumique classique `Brick`. La sélection du type d'élément sera principalement basée sur un compromis temps de calcul-fiabilité des résultats.

Dans les sections suivantes, le processus complet de l'analyse éléments-finis réalisée est présenté.

3.4.2 Type d'analyse

Tant la résolution analytique développée dans son article par *Mansfield* [6] que le comportement global décrit par *Seffen* [17] fournissent une description du comportement d'une lame soumise à un chargement de type *quasi-statique*. Remarquons que le comportement prédit,

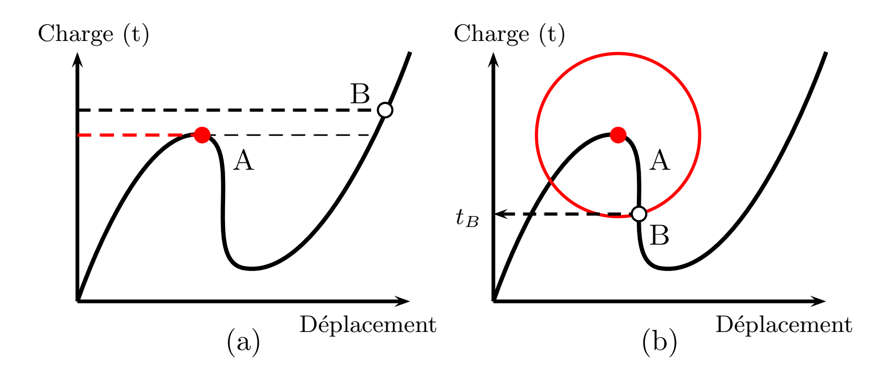


FIG. 3.6 – Passage d'un point limite par (a) une méthode incrémentale classique et (b) une méthode de continuation.

dans les deux sens de pliage, prévoit le passage par un point limite (correspondant au moment critique précédent le flambement). Au vu de cette remarque, il serait erroné d'utiliser une méthode de calcul statique standard dans laquelle la loi de chargement est une fonction croissante du temps.

Dans un tel cas de figure, deux méthodes fort différentes s'offrent à nous afin de simuler un comportement quasi-statique avec présence d'un(de) point(s) limite(s) : soit l'utilisation d'une *méthode de continuation* dans le cadre d'une analyse statique, soit la mise en oeuvre d'un calcul dynamique dans lequel un amortissement numérique important est introduit. Une brève description de ces deux méthodes ainsi que des paramètres y jouant un rôle est présentée ci-dessous.

1. **Méthode de continuation :**
   L'utilisation d'une méthode de Newton classique rencontre des problèmes lors de passage de points limites. En effet, au regard de l' exemple [14] présenté à la figure FIG.3.6 (a), le passage d'un point limite s'effectue de ce point limite A directement au point B, entraînant dans un grand nombre de cas la divergence de la méthode de Newton en raison d'importantes non-linéarités.
   La solution à ce problème est l'utilisation d'une méthode de continuation utilisant un paramètre supplémentaire appelé *longueur d'arc*. Ce paramètre remplace le rôle du temps dans une méthode statique classique, le temps devenant quant à lui une inconnue du problème (des pas de temps négatifs sont dès lors envisageables). Cette variable additionnelle est introduite à l'aide d'une équation de contrainte supplémentaire décrivant la relation entre les déplacements généralisés, les charges et la longueur d'arc.
   Le comportement de cette méthode lors du passage d'un point limite est représenté graphiquement à la figure FIG.3.6 (b). Une *hyper-sphère* d'un rayon donné (*longueur d'arc*) est déterminée et l'intersection entre la sphère et la courbe de charge (B) est recherchée à l'aide d'une méthode de Newton. Le point d'intersection retenu est déterminé à l'aide de l'histoire du chargement.
   Notons que différentes variantes de la méthode sont disponibles dans le logiciel SAMCEF : méthode de *Riks*, de *Fried* et de *Criesfield* dont la différence est à rechercher dans la gestion des itérations de Newton.

2. **Calcul dynamique amorti :**

   Notre étude vise à représenter un comportement de type quasi-statique. Il est dès lors primordial d'éliminer autant que possible la composante transitoire de la réponse temporelle calculée. C'est pourquoi de l'amortissement numérique est introduit afin de stabiliser efficacement l'intégration temporelle.

   Le schéma de Newmark est utilisé au vu de ses propriétés d'amortissement prononcé de l'ensemble du spectre de fréquence (en comparaison aux algorithmes α-généralisé).

   L'algorithme de Newmark sera utilisé avec les valeurs des paramètres d'intégration choisis tel que le rayon spectral, ρ_∞, pour une pulsation adimensionnelle infinie, soit nul[3], *i.e.* que les pulsations soient théoriquement amorties en un pas de temps. Les paramètres utilisés sont dès lors les suivants : $\beta = 1$ et $\gamma = 1,5$.

   Lors du flambement ou lors d'un changement de mode, des oscillations seront observées dans la courbe du moment de flexion en fonction de l'angle d'ouverture. Il devra être vérifié que ces oscillations s'amortissent au cours du temps en réponse à l'amortissement numérique introduit. L'amortissement des oscillations est le signe que le mode suivi par la résolution correspond bien à une branche stable (d'énergie potentielle minimum) et donc que l'énergie cinétique créée par ces oscillations tend vers une valeur nulle. Une seconde indication pouvant nous alerter sur le caractère instable d'un mode serait la présence de pivot nul à la fin des itérations du schéma de Newton modifié.

Le comportement dans le cas de l'étude en sens égal implique une succession de modes de flambement différents : un mode de torsion suivi d'un mode de flexion (cfr. section 3.4.7). Ce type de couplage entraîne des difficultés dans la résolution par une méthode classique de continuation. Du fait de cette difficulté, l'étude en sens égal ne sera effectuée que dans le cadre d'une analyse dynamique fortement amortie.

3.4.3 Modélisation

Les caractéristiques géométriques de la lame étudiée sont reprises dans le tableau TAB.3.2. La largeur de la lame est déterminée par le produit de l'angle d'ouverture α et du rayon de courbure transversale R de la lame. Le rapport *longueur sur largeur* est de l'ordre de 13.4, permettant d'affirmer que nous nous plaçons dans le domaine de validité de la résolution analytique (hypothèses posées lors de l'étude de *Mansfield*). De fait, un tel rapport permet de considérer comme négligeable les effets de bord (par le principe de *Saint-Venant*) et de se concentrer sur les phénomènes se produisant dans le voisinage du milieu de la lame.

Le comportement de la lame lors d'un pliage/dépliage revêt un caractère symétrique par rapport à un plan perpendiculaire à la lame et passant par son milieu. Cette symétrie est observée tant lors d'une sollicitation de flexion en sens opposé (mode de flambement en

[3]Le rayon spectral est la valeur propre de plus grand module de la matrice spectrale. Celui-ci est fonction de la pulsation adimensionnelle. Les paramètres d'intégration de l'algorithme de Newmark dissipatif sont reliés au rayon spectral infini par les relations suivantes [11] :

$$\beta = \frac{1}{(1+\rho_\infty)^2} \tag{3.14}$$

$$\gamma = \frac{3-\rho_\infty}{2+2\rho_\infty}. \tag{3.15}$$

Propriétés géométriques		
R	13.3	[mm]
t	0.1	[mm]
L	267	[mm]
α	1.5	[rad]

TAB. 3.2 – Propriétés géométriques de la lame étudiée

flexion) qu'en sens égal (couplage torsion/flexion) (cfr. section 3.4.7). Il est dès lors possible d'utiliser cette propriété de symétrie afin de réduire l'étude de la lame complète à l'étude sur une demi-lame. Ceci permettra de diminuer la taille du modèle et par conséquent le temps de calcul pour un même maillage. Notons que l'étude sur un quart de lame ne serait pas possible vu le caractère non-symétrique (dans le sens latéral) du mode de torsion (en sens égal).

Afin de faciliter le rapatriement des résultats (notamment du moment de flexion) et le pilotage de la lame à partir de son plan extrémal, un noeud dit *maître* est disposé au niveau du centroïde[4] de la lame. Le pilotage au niveau du centroïde de la lame permet de rendre la flexion imposée la plus pure possible. Les noeuds de l'extrémité de la lame sont liés à ce noeud maître à l'aide de liaisons rigides. Cette opération a pour conséquence de rigidifier l'ensemble de l'extrémité de la lame. Cependant, nous avons rappelé que la géométrie de la lame étudiée permet de négliger les effets de bord et notamment l'effet des conditions aux limites loin de la zone de flambement.

Notons que deux types de modélisation ont été réalisés. La première consiste en la définition de la surface neutre de la lame en vue de la définition de type *coque*. Une seconde consiste en l'extrusion de la section droite de lame en vue de la définition de type *volumique*.

3.4.4 Conditions aux limites

L'ensemble des conditions aux limites imposées permet à la fois de tenir compte des conditions de symétrie et de piloter la lame dans son mouvement de flexion.

Les conditions aux limites imposées au droit du plan de symétrie (FIG.3.7 (a)) sont les suivantes :

- blocage des déplacements normaux au plan de symétrie, les déplacements le long du plan de symétrie sont laissés libres ;
- blocage des rotations dans des axes localement tangents à la lame dans la section de symétrie.

Le mouvement du noeud maître et par conséquent celui des noeuds d'extrémité de la lame est contraint dans son plan horizontal (FIG.3.7), *i.e.* le plan comprenant l'axe centroïde initial. La figure FIG.3.7 (a) permet de visualiser les déplacements autorisés aux extrémités de la lame. Seule la rotation autour d'un axe horizontal, perpendiculaire à l'axe centroïde, est permise.

[4]Le centroïde de la lame est défini par rapport à un système d'axe placé au niveau du centre de courbure initial par l'expression suivante :

$$Z_{centroide} = \frac{Rsin(\frac{\alpha}{2})}{\frac{\alpha}{2}} \tag{3.16}$$

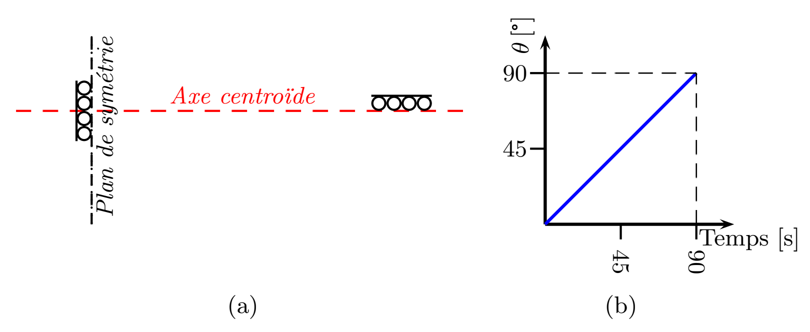


FIG. 3.7 – Conditions aux limites et loi de chargement en rotation

Le pilotage du mouvement en terme de rotation est imposé selon une loi linéaire appliquée au noeud maître (FIG.3.7 (b)). Notons que le pliage complet de la lame (angle d'ouverture final de 180°) correspond à une rotation de 90° du noeud maître (étude sur une demi-lame). Le signe de l'angle de rotation sera modifié selon le sens du mouvement étudié (opposé ou égal).

3.4.5 Description des différents types d'éléments utilisés

Dans cette section est présentée une brève description des éléments de coque `Mindlin` et de volume `Brick` disponible dans le logiciel SAMCEF [14].

Coque `Mindlin`

Le type de coque `Mindlin` possède 8 noeuds (dans le cas d'un élément quadratique), 4 sur chaque coin et 4 disposés au milieu de chaque côté. Les inconnues sont les déplacements et rotations selon les trois axes. Ces inconnues ne sont portées que par les noeuds de coin, les noeuds de côté n'étant utilisés que pour la modélisation initiale de la courbure.

L'élément consiste en la superposition d'une membrane *Marguerre* et d'un élément de plaque.

Le comportement en flexion est décrit à l'aide d'une formulation de *Batoz*.

Il est possible de définir une excentricité définissant la position de l'élément par rapport à l'objet géométrique défini.

Les règles d'intégration dans la surface prévoient 4 points de Gauss. Lorsque le matériau utilisé est linéaire, l'intégration selon l'épaisseur est analytique.

Élément volumique

L'élément de volume de type hexahédrique (`Brick`) comprend des inconnues pour les déplacements selon les trois axes. Ces éléments sont disponibles en degré un, deux ou un mélange des deux précédents. Lorsque tous les côtés de l'élément sont du premier degré, des modes internes sont introduits afin d'améliorer le comportement en flexion.

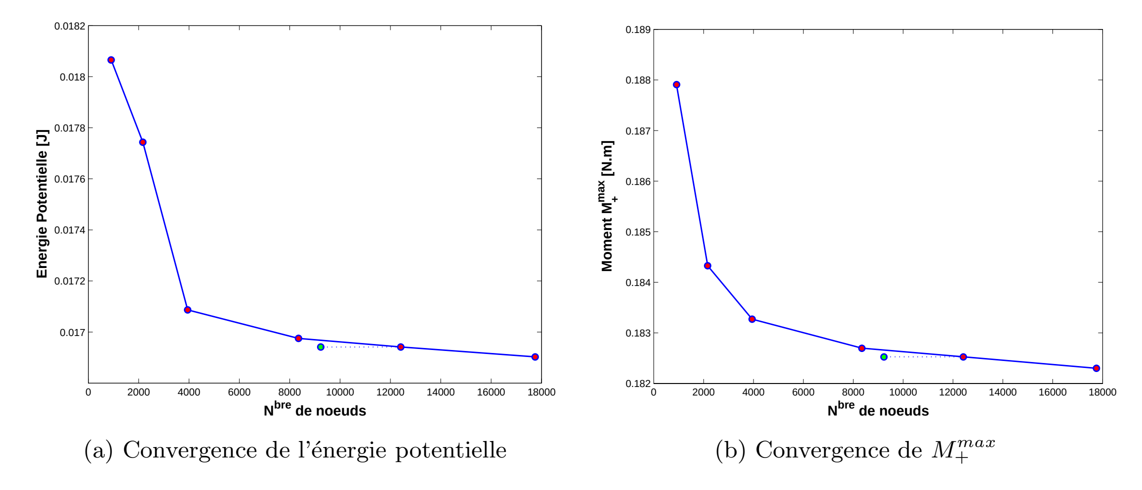
Le nombre de points de Gauss selon chaque côté de l'élément peut être choisi par l'utilisateur. La règle par défaut utilise 2 points de Gauss par côté pour l'intégration (pour un total de 8 points pour l'élément).

Lors de notre modélisation de type volumique, nous avons opté pour des éléments du second degré afin de représenter au mieux le comportement en flexion et les importantes courbures locales. La déformée prise par une section droite de la lame au cours de la simulation pouvant être d'un ordre plus élevé qu'une simple parabole, nous avons décidé de disposer

plusieurs éléments sur l'épaisseur de la lame. Ceci entraîne inévitablement la création de modèles avec un nombre de degrés de liberté important au prix d'une meilleure représentation de la raideur locale.

3.4.6 Définition du maillage

Dans toute mise en oeuvre d'une méthode numérique, le but recherché est d'obtenir des résultats se rapprochant le plus possible de la solution exacte. La théorie des éléments-finis postule que la solution exacte est atteinte pour un maillage infiniment fin. Dès lors, afin d'accroître la qualité des résultats, il est requis de raffiner le maillage éléments-finis et ce d'autant plus que la solution recherchée présente de forts gradients de déformations et de contraintes. Malheureusement, le raffinement du maillage augmente la taille du problème et par conséquent entraîne une augmentation du temps de calcul. Nous percevons dès lors la nécessité d'effectuer un compromis temps de calcul - qualité des résultats. L'utilisateur doit déterminer l'instant à partir duquel un raffinement du maillage n'entraîne plus une amélioration significative des résultats en regard de l'augmentation du temps de calcul.



(a) Convergence de l'énergie potentielle (b) Convergence de M_+^{max}

FIG. 3.8 – Convergence du maillage du modèle de la demi-lame

Les figures FIG.3.8 (a) et (b) montrent le résultat d'une étude de convergence dans le cas d'une flexion quasi-statique (méthode de continuation) de la lame (modèle de type coque) en sens opposé. Le comportement de la lame étant non-linéaire, il n'existe aucun critère démontrable permettant de justifier la convergence des résultats telle que celui existant dans le cas linéaire (convergence de l'énergie potentielle assure la convergence des résultats). Cependant, la convergence de l'énergie potentielle est dans une grande majorité des cas une bonne indication de la convergence des résultats. En parallèle de notre étude de convergence de l'énergie potentielle, nous avons analysé le comportement d'un résultat caractéristique de l'étude : le moment maximum correspondant à la charge critique de flambement.

Le processus de raffinement s'est déroulé comme suit. Partant d'un maillage grossier formé uniquement de mailles carrées, la taille des éléments est progressivement diminuée sans en modifier la forme (évolution des points rouges sur la figure FIG.3.8). Nous remarquons que la convergence de l'énergie potentielle et du moment maximum est quasiment atteinte pour le maillage le plus fin. Cependant, il n'est pas conseillé d'utiliser un tel maillage vu la forte

augmentation du temps de calcul requise pour la faible augmentation de précision obtenue en contre-partie.

Afin de réduire la taille du problème éléments-finis, il peut être utile de raffiner le maillage de manière non-uniforme, *i.e.* réaliser un maillage plus fin dans certaines zones (où le phénomène étudié est prédominant). Cette méthode permet de diminuer la taille du problème (et par conséquent le temps de calcul) tout en maintenant un niveau de précision équivalent (passage de ● à ● sur la figure FIG.3.8).

La zone proche du plan de symétrie est plus raffinée afin de mieux localiser et capter le phénomène de flambement tandis que l'extrémité où est appliquée la loi de rotation peut contenir des éléments de tailles plus grandes. Cependant, afin de garantir que les indicateurs de qualité de maillage *Aspect Ratio*[5] et *Jacobien Ratio*[6] possèdent des valeurs acceptables, la distribution ne peut être trop conséquente (distribution linéaire adoptée : 4/7). La figure FIG.3.9 montre une représentation du maillage adopté dans le cadre de l'étude quasi-statique (par méthode de continuation et dynamique amorti) sur le modèle de type *coque*.



FIG. 3.9 – Représentation du maillage du modèle de la demi-lame (coque)

Nous n'avons pas réalisé d'étude de convergence dans le cadre de l'étude du modèle volumique. Comme expliqué lors de la brève description de l'élément volumique utilisé, plusieurs éléments sont nécessaires sur l'épaisseur afin de ne pas surestimer la raideur. Vu la faible épaisseur et la nécessité de maintenir l'*Aspect Ratio* a un niveau acceptable, le modèle adopté présente un très grand nombre d'éléments et le temps de calcul attendu est important. Un maillage encore plus fin n'est dès lors pas envisageable.

Le maillage sur le modèle volumique a été réalisé par extrusion du maillage d'une section extrémale dans l'ensemble de la lame. Notons que la mise en oeuvre de cette technique impose que la géométrie soit créée également à l'aide d'une extrusion de la même surface.

3.4.7 Analyse des résultats

Maintenant que la mise en oeuvre de l'analyse éléments-finis d'un joint de Carpentier soumis à flexion en sens opposé et en sens égal est terminé, nous pouvons passer à l'analyse des résultats obtenus à l'aide de la méthode de continuation et d'une analyse dynamique fortement amortie. En toute généralité, les résultats présentés concernent l'étude du modèle de type coque. Une comparaison avec une étude sur un modèle de type volumique sera réalisée.

[5] L'*Aspect Ratio* correspond au rapport de la plus grande sur la plus petite longueur de l'élément. Un élément idéal possède un aspect ratio unitaire correspondant à un élément régulier.

[6] Le *Jacobien Ratio* correspond au rapport de la plus grande sur la plus petite valeur propre du Jacobien. Un élément idéal possède un Jacobien ratio unitaire.

Analyse des résultats en sens opposé

1) **Méthode de continuation**

Les figures FIG.3.10 (a) à (e) représentent les configurations prises par la lame au cours de la simulation éléments-finis (méthodes de continuation) lors d'un pliage en sens opposé. Le code de couleur représente les contraintes dans la lame (contraintes de Von Mises dans la fibre neutre de la coque). L'échelle de valeur permet de vérifier que la lame reste dans le domaine élastique durant toute la simulation, justifiant la mise en oeuvre d'une méthode élastique. *Seffen* dans son article fait référence à une lame formée d'un alliage BeCu ayant subi un traitement de recuit ainsi qu'un traitement de surface permettant d'étendre le domaine élastique jusqu'à une valeur de limite élastique de 1175 Mpa [9, 17]. Nous constatons que la valeur maximale de contrainte (sur les bords de la lame dans la zone de pli) est nettement inférieure à cette limite élastique et donc nous pouvons affirmer que le comportement de la lame est continuellement situé dans le domaine élastique.

Les différentes étapes sont disposées dans l'ordre observé lors de la résolution. Le chargement en rotation est linéaire au cours du temps et cependant nous observons une diminution de l'angle d'ouverture entre les étapes (a) et (c). Cette constatation est expliquée par la mise en oeuvre d'une méthode de continuation permettant ce genre de phénomène inhabituel (pas de temps négatifs) afin de suivre la courbe comportementale présentant un point limite.

Nous remarquons que le flambement apparaît subitement au droit du plan de symétrie en deux étapes. Premièrement, le centre de la lame s'aplati tandis que l'angle d'ouverture diminue légèrement (FIG.3.10 (b)). Petit à petit, l'aplatissement gagne les bords de la lame (FIG.3.10 (c)) jusqu'au flambement soudain par cisaillement des bords de la lame. Lorsque la section droite de la lame dans le plan de symétrie atteint une courbure transversale nulle, l'angle d'ouverture augmente rapidement (FIG.3.10 (d) et (e)). Dans la suite, nous remarquons une augmentation douce de la courbure longitudinale dans le plan de symétrie jusqu'à atteindre sa valeur limite. Comme montré ultérieurement (FIG.3.12 (a)) et en accord avec la théorie développée, cette valeur limite correspond à la valeur de la courbure transversale initiale.

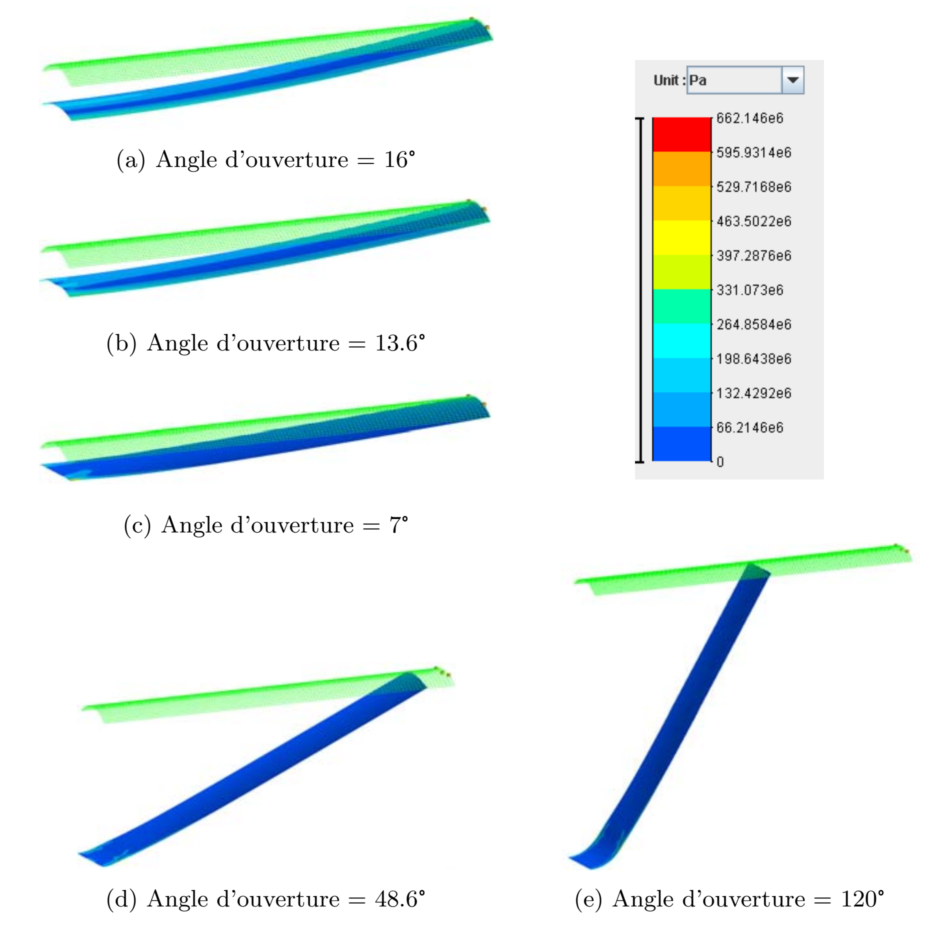
Des conclusions semblables peuvent être réalisées à partir de la courbe représentant le moment de flexion en fonction de la courbure longitudinale au centre de la lame (FIG.3.12 (a)). Le moment de flexion est rapatrié au noeud *maître* relié rigidement au côté de la lame. La prise en compte du moment sur ce noeud particulier évite de réaliser une intégration des moments le long de ce côté.

La courbure prise au centre de la lame est aisément définie par la connaissance de la position de deux points dans la zone du pli. Les développements effectués dans l'étude de *Mansfield* étant basés sur une étude infinitésimale, nous prendrons comme points deux noeuds voisins, dont le premier est situé dans le plan de symétrie. Le fait que, par symétrie, le centre de courbure soit continuellement situé dans le plan de symétrie (FIG.3.11) facilite la détermination de la courbure à l'aide de l'équation (3.17).

$$\kappa_x = \frac{2\,(z_1 - z_2)}{x_2^2 + (z_2 - z_1)^2} \tag{3.17}$$

où

- z_1 et z_2 sont les positions verticales respectivement du point situé dans le plan de symétrie et du point voisin ;



(a) Angle d'ouverture = 16°

(b) Angle d'ouverture = 13.6°

(c) Angle d'ouverture = 7°

(d) Angle d'ouverture = 48.6°

(e) Angle d'ouverture = 120°

Fig. 3.10 – Évolution de la configuration prise par la lame pliée en sens opposé (méthode de continuation)

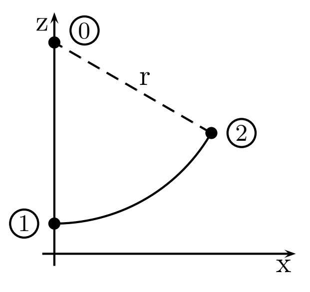
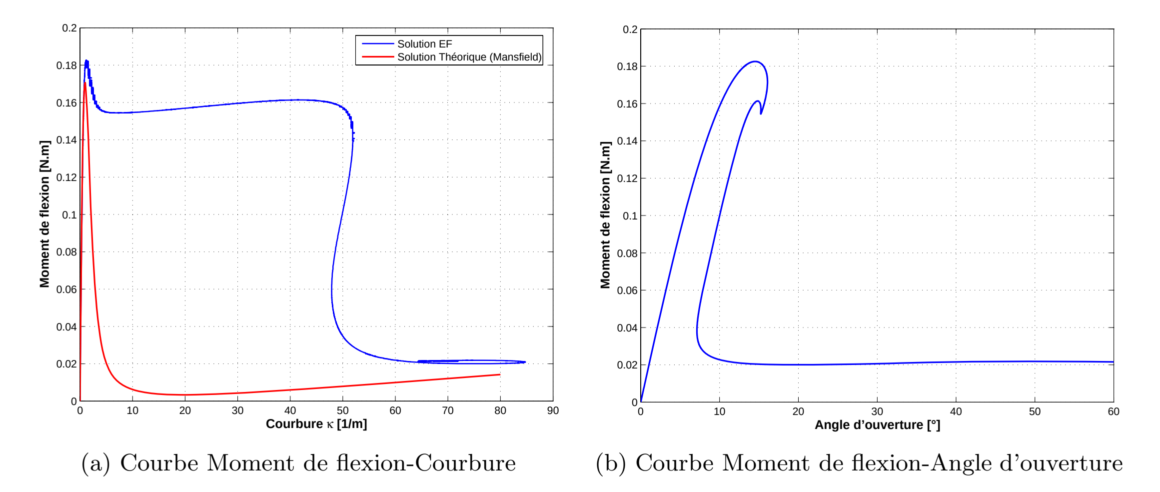


Fig. 3.11 – Détermination de la courbure longitudinale

– x_2 la position horizontale du point voisin du plan de symétrie.



(a) Courbe Moment de flexion-Courbure (b) Courbe Moment de flexion-Angle d'ouverture

Fig. 3.12 – Résultats par méthode de continuation

La figure Fig.3.12 montre la courbe du moment de flexion en fonction de la courbure longitudinale (a) et de l'angle d'ouverture (b) afin d'effectuer respectivement la comparaison avec les résultats analytiques et avec le comportement typique d'une lame. Il est à noter que les maximums en terme de moment de flexion des deux courbes se correspondent.

La courbe moment de flexion-angle d'ouverture reproduit l'ensemble des phénomènes prédits par *Seffen* dans son document. Vu la résolution par une méthode de continuation, nous remarquons la présence de la partie instable (en pointillé à la figure Fig.3.4 et également à la figure Fig.3.14 (a)) dans le chemin suivi.

Une rapide analyse de la courbe du moment de flexion en fonction de la courbure longitudinale montre un comportement équivalent dans le domaine élastique à celui prédit par la solution analytique. En effet, la pente de la courbe, pouvant représenter une sorte de raideur en flexion de la lame, est similaire. Nous remarquons que le comportement prenant place à la suite du flambement s'écarte notablement de la résolution analytique. Une observation poussée nous indique que la grande différence est due à la partie instable de la courbe et notamment à la partie correspondant à la *corne* sur la courbe visible à la figure Fig.3.12 (b). Notons que la correspondance entre les deux courbes n'est pas triviale vu la différence entre le comportement local (courbure longitudinale dans le pli) et le comportement global (angle d'ouverture) observé lors de la simulation. En effet, durant le début de cette partie instable, la courbure longitudinale augmente fortement avec une faible augmentation du moment de flexion et ceci accompagné d'une diminution de l'angle d'ouverture de la lame. Ce comportement suit le flambement de la partie centrale de la lame et se poursuit jusqu'au voilement des bords de la lame.

Remarquons également que nous trouvons que la courbure longitudinale atteinte en fin de chargement correspond en bonne approximation à la courbure transversale initiale de la lame ($\kappa_{y,0} = 75.18\ m^{-1}$), caractéristique prévue par le modèle analytique.

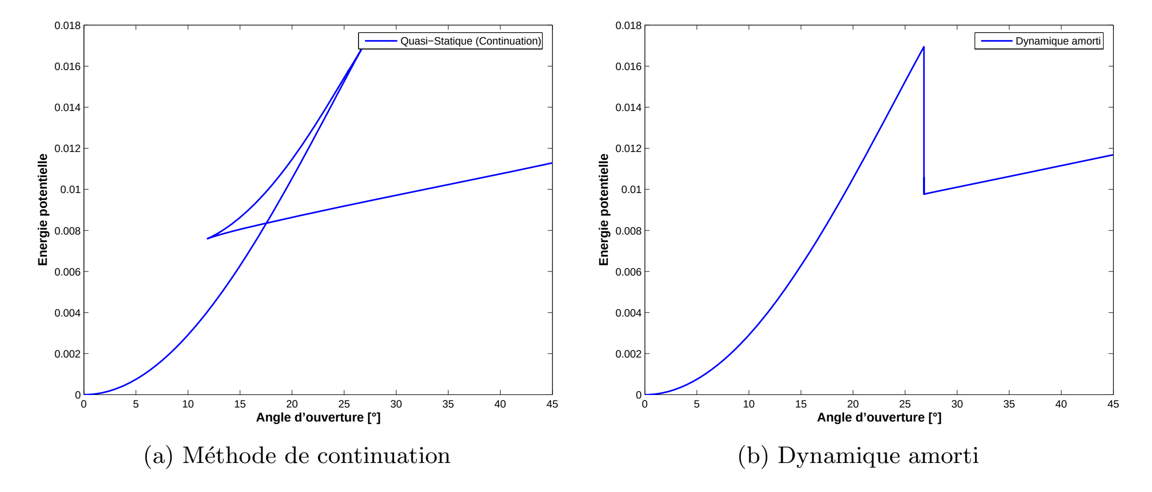
Le tableau Tab.3.3 reprend une comparaison des différentes grandeurs caractérisant le phénomène étudié, *i.e.* le moment de flexion maximum M_+^{max}, le moment résiduel M_+^* et

	Mail. grossier (914 n.)	Mail. fin (17.700 n.)	Mail. ● (9.226 n.)	Théorie	Erreur rel.
Moment M_+^{max} [Nm]	0.18791	0.18234	0.18253	0.17064	6.5%
Moment M_+^* [Nm]	/	/	0.02156	0.02116	1.8%

Tab. 3.3 – Comparaison des résultats (méthode de continuation)

ceci pour différents maillages obtenus lors de la simulation éléments-finis et par la solution analytique.

En comparaison des résultats obtenus à l'aide du modèle analytique (formule 3.9)[7], nous pouvons remarquer que le modèle éléments-finis de type coque surestime légèrement la valeur du moment de flexion maximal et la valeur du moment résiduel. Cette constatation peut être expliquée par le raidissement intrinsèque des éléments-finis par rapport à la réalité. Cette raideur supplémentaire peut être diminuée en réalisant un modèle plus fin aux dépends d'un temps de calcul plus conséquent. Nous remarquons cet effet d'assouplissement avec l'augmentation du nombre de degré de liberté du modèle (Tab.3.3). Une seconde source de divergence entre les deux modèles provient de la définition des conditions aux limites. En effet, le rapport longueur sur largeur de la lame est suffisant pour admettre des effets de bords minimes mais ceux-ci ont néanmoins une influence inévitable, aussi petite soit elle.



(a) Méthode de continuation

(b) Dynamique amorti

Fig. 3.13 – Évolution de l'énergie potentielle en fonction de l'angle d'ouverture.

Notons que les résultats manquants dans le tableau Tab.3.3 proviennent de la difficulté de la résolution par méthode de continuation à surpasser la seconde bifurcation (figure Fig.3.13) présente dans l'évolution de l'énergie potentielle. Le passage ou non de cette bifurcation est fortement dépendant du modèle étudié (maillage).

2) **Dynamique dissipatif**

L'historique de la configuration de la lame au cours du pliage est semblable à celui présenté à la figure Fig.3.10 à l'exception de la disparition des étapes (b) et (c). En effet, le flambement apparaît brusquement, impliquant directement toute la largeur de la lame. Nous pouvons

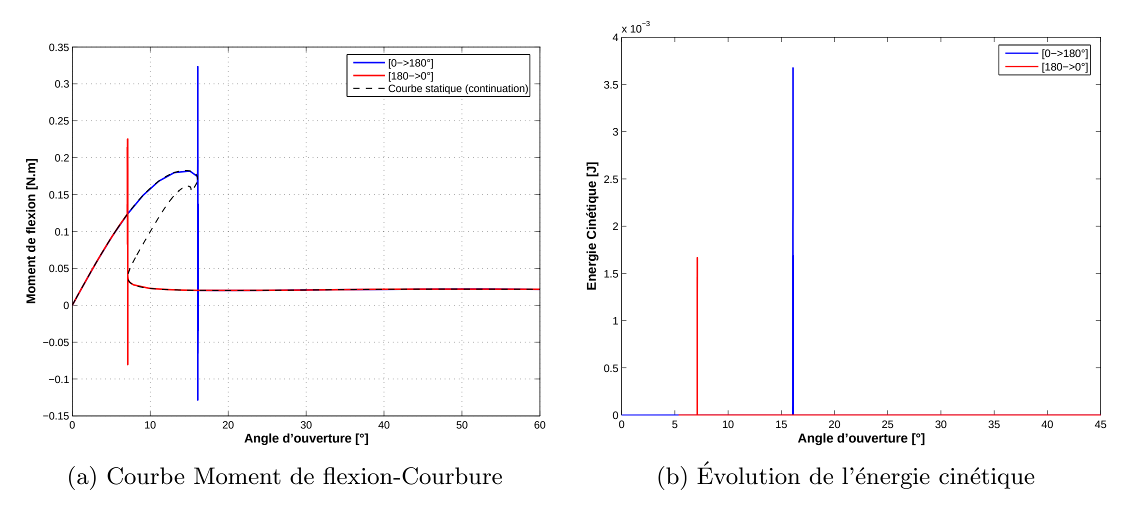
[7]Notons que l'erreur relative affichée correspond à l'erreur relative entre les résultats analytiques et les résultats obtenus à l'aide de l'étude éléments-finis.

remarquer ce saut de la partie instable sur la figure FIG.3.14 (a) représentant l'évolution du moment de flexion en fonction de l'angle d'ouverture. Sur cette figure est représentée l'évolution lors du pliage (angle d'ouverture de la lame de 0° à 180°) ainsi que lors du dépliage (angle d'ouverture de 180° à 0°), mettant en avant la présence du phénomène d'*hystérésis* prédit par *Seffen* dans son travail. La présence de cet hystérésis sera une explication de l'arrêt d'un système constitué de joints de Carpentier dans une application telle qu'un déploiement. En effet, lors de chaque cycle pliage/dépliage, le système perd de l'énergie égale à la différence des surfaces sous-tendues par la courbe de pliage et de la courbe de dépliage. Un calcul approximatif nous indique que la perte d'énergie associée à cet hystérésis est de l'ordre de 0.002 J, ce qui correspond à 10% de l'énergie potentielle stockée dans la lame en fin de chargement.

Notons que les valeurs de moment maximal et de moment résiduel sont égales (pour un même modèle) à celles déterminées par méthode de continuation si l'on exclu les pics d'oscillations présents au moment du flambement.

La figure FIG.3.14 (b) présente l'évolution de l'énergie cinétique. Nous remarquons un pic important lors des phénomènes d'instabilité, dû aux oscillations introduites dans le système. Nous vérifions que ce pic d'énergie cinétique est rapidement amorti, exprimant la stabilité de la solution poursuivie. Un pic de moindre importance est également présent lors du dépliage de la lame lorsque celle-ci reprend brutalement sa courbure transversale initiale.

La figure FIG.3.13 (b) représente l'évolution de l'énergie potentielle. Le chemin parcouru est identique à l'évolution déterminée par méthode de continuation en dehors de la partie rebroussant chemin. Cela montre une fois de plus la possibilité de la méthode de continuation de suivre une courbe et le fait qu'une analyse dynamique fortement amortie permet de sauter ce retour en arrière tout en continuant sur une branche stable.



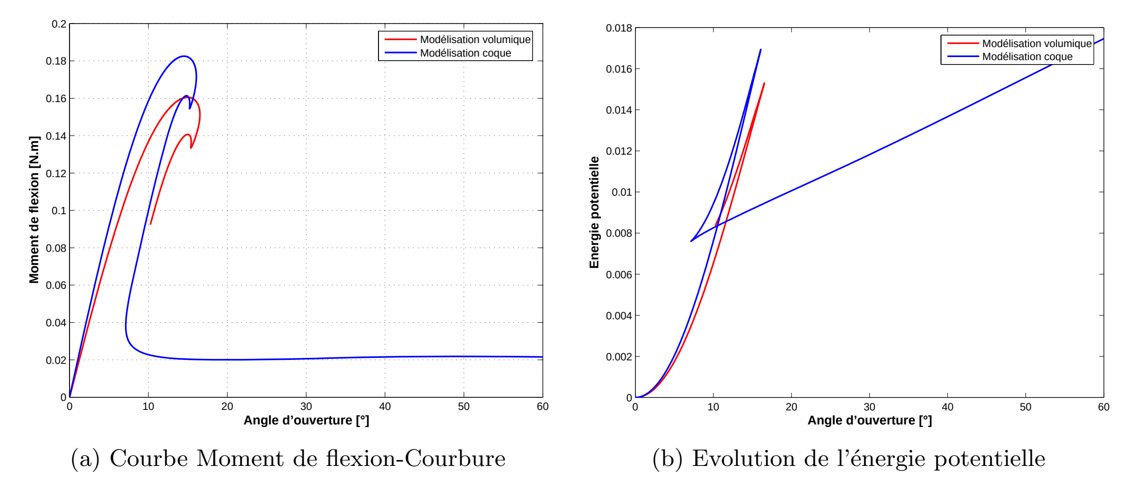
(a) Courbe Moment de flexion-Courbure (b) Évolution de l'énergie cinétique

FIG. 3.14 – Résultats par analyse dynamique amortie

3) **Comparaison *coque-volumique***

La figure FIG.3.15[8] reprend une comparaison de l'évolution du moment de flexion (a) et

[8]Nous remarquons une nouvelle fois la difficulté de la méthode de continuation à passer une seconde bifurcation.



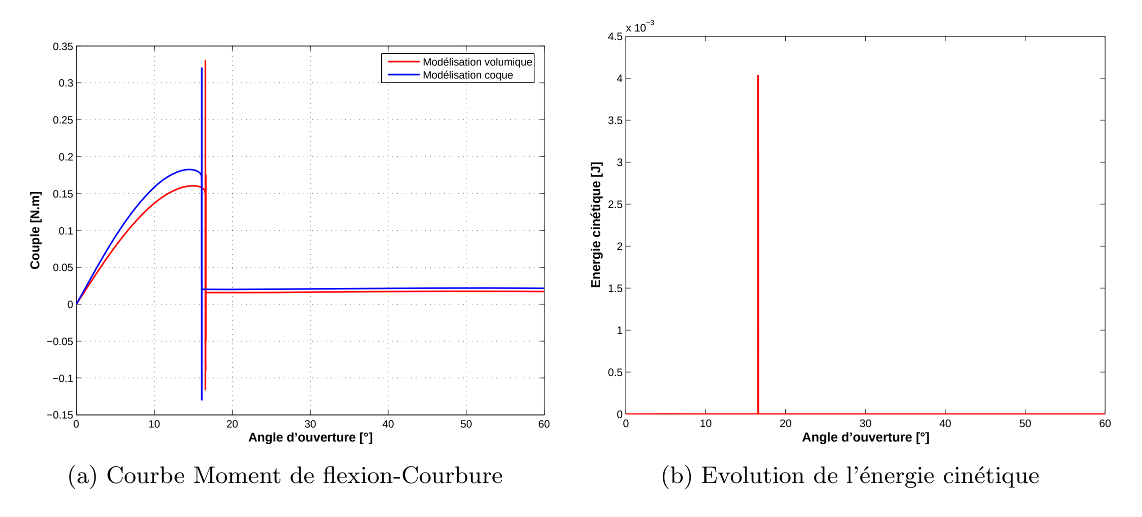
(a) Courbe Moment de flexion-Courbure (b) Evolution de l'énergie potentielle

FIG. 3.15 – Comparaison des modèles volumique et coque (par méthode de continuation)

de l'énergie potentielle (b) pour un modèle de type coque et un modèle de type volumique. La comparaison a été réalisée à partir de la résolution quasi-statique par méthode de continuation.

Nous remarquons que le modèle volumique est moins raide que le modèle coque (pente moins importante dans le domaine linéaire). Plusieurs remarques peuvent être exprimées pour expliquer cette plus grande raideur du modèle coque. Premièrement, il est à noter que le modèle coque étudié comprend un maillage d'une finesse nettement moins conséquente que le modèle volumique. Rappelons que ce degré de finesse est dû aux exigences particulières liées à la modélisation volumique afin d'être capable de représenter correctement la déformé d'une section droite de la lame.

Deuxièmement, un modèle coque est, dans une grande majorité des cas, toujours plus raide qu'un modèle volumique dû au phénomène de *locking* présent dans les coques (non prise en compte des efforts tranchants).



(a) Courbe Moment de flexion-Courbure (b) Evolution de l'énergie cinétique

FIG. 3.16 – Comparaison des modèles volumique et coque (dynamique amorti)

Cette plus faible raideur est également remarquée lors de l'étude dynamique amorti. Les résultats sont présentés aux figures FIG.3.16 (a) et (b) représentant respectivement l'évolution

du moment de flexion et de l'énergie cinétique. Nous vérifions que l'énergie cinétique est amortie après les phénomènes d'instabilités, nous assurant de la validité de l'analyse.

En conclusion de cette comparaison, nous pouvons affirmer que le comportement global est semblable, notamment la présence d'un phénomène de flambement en flexion pour un angle d'ouverture de la lame proche pour les deux types de modélisation étudiés. Les résultats caractéristiques obtenus par le modèle volumique (TAB.3.4) nous indiquent également la raideur moins importante obtenue. Notons que l'erreur relative reprise dans la tableau TAB.3.4 correspond à l'erreur relative des résultats de la simulation éléments-finis avec le modèle volumique et les résultats analytiques. Cependant il était attendu, et nous avons effectivement remarqué, des temps de calcul nettement supérieurs à ceux observés avec le modèle de type coque. Lors de cette étude, nous cherchons à identifier le comportement global et non les phénomènes trouvant place dans la matière de la lame. Dès lors, dans la suite du travail, nous concentrerons notre analyse sur une modélisation de type coque.

	Coque	Volumique	Théorique	Erreur relative (vol.)
Moment M_+^{max} [Nm]	0.1825	0.1605	0.17064	5.8%
Moment M_+^* [Nm]	0.0215	0.0172	0.0211	18%

TAB. 3.4 – Comparaison des résultats : modèle coque-volumique

Analyse des résultats en sens égal

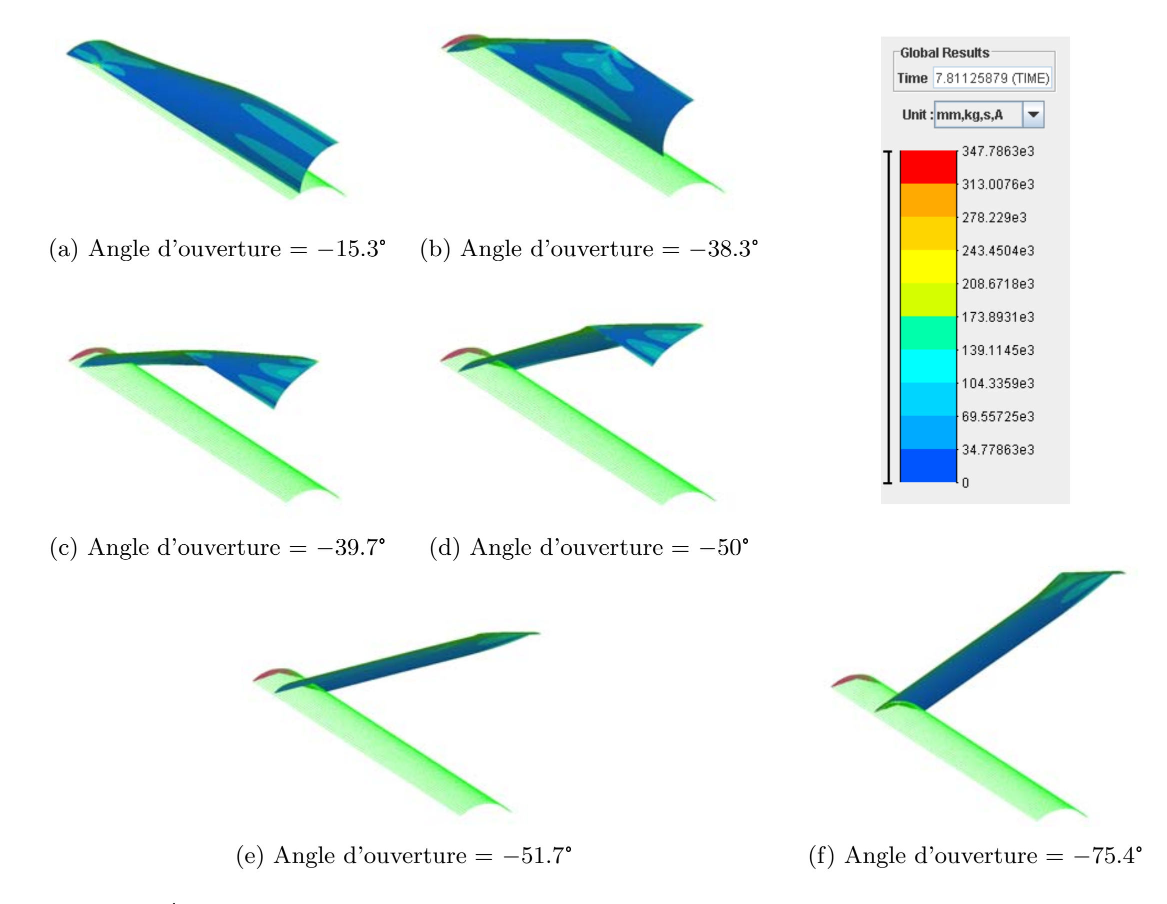
Les figures FIG.3.17 (a) à (f) montrent une représentation des configurations prises par la lame lors d'un pliage dynamique amorti en sens égal. Le code de couleur représente les contraintes de Von Mises dans la fibre neutre de la lame. Nous vérifions une nouvelle fois que la contrainte maximale ne dépasse pas la limite élastique du matériau, rendant compte du caractère élastique du matériau au cours du chargement. Notons cependant que la détermination lors d'une étude éléments-finis cinématiquement admissible ne comprend qu'une connaissance pauvre des contraintes, la détermination des contraintes n'étant exacte que pour un maillage infiniment raffiné. En effet, pour un tel maillage, la détermination des contraintes moyennées par noeuds (extrapolation des valeurs aux points de Gauss) et celles sur l'élément tendent vers une même valeur. Nous avons décidé de représenter les contraintes moyennées par noeuds, vu leurs plus grandes valeurs et ainsi nous placer du côté de la sécurité.

Nous remarquons la présence d'un mode de torsion initié dans les premiers instants dans une zone proche du noeud maître (a). Ce mode de torsion se déplace ensuite le long de la lame ((b) à (c)) pour atteindre le centre de la lame au droit du plan de symétrie (d). Le mode de torsion disparaît soudainement pour laisser place à un mode de flexion (e). La forme de ce mode est semblable à celle observée lors du pliage en sens opposé : courbure transversale nulle au droit du plan de symétrie et le reste de la lame possédant une courbure transversale identique à l'initiale. La courbure transversale centrale augmente jusqu'à atteindre une valeur limite (f). L'ensemble des caractéristiques présentées ci-dessus correspond au comportement prévu par *Seffen* [17].

L'historique nous montre la grande différence de comportement en comparaison du pliage en sens opposé, notamment la présence de deux types de modes de flambement totalement différents. Au vu de cette constatation, il nous est difficile de réaliser une étude quasi-statique à l'aide d'une méthode de continuation, celle-ci montrant ces limites lorsque plusieurs types de

modes de flambement sont présents dans la solution. Nous n'avons dès lors seulement effectué qu'une étude dynamique amortie dans ce sens de pliage. Les résultats de cette étude sont présentés dans le tableau TAB.3.5 et aux figures FIG.3.18 (a) et (b) reprenant respectivement une comparaison des résultats obtenus avec ceux provenant de la résolution analytique et l'évolution du moment de flexion et de l'énergie cinétique en fonction de l'angle d'ouverture de la lame. Nous pouvons remarquer que la pente initiale de la courbe de moment en fonction de l'angle d'ouverture est identique à celle observée lors de l'étude en sens opposé, rendant compte de la continuité du comportement entre les deux sens de pliage.

Nous remarquons que, même si le comportement précédent le mode de flexion comporte un mode de torsion, la configuration prise permet une bonne corrélation avec les résultats analytiques (sans courbure due à la torsion). En effet, le moment de flexion résiduel, M_-^*, possède une erreur relative inférieure au pourcent avec les résultats théoriques. La comparaison du moment maximal, M_-^{max}, est quant à elle impossible vu que celui-ci correspond, dans cette étude, à l'apparition du mode de torsion. Cependant, en accord avec les conclusions de *Seffen*, nous remarquons que ce pic est, en valeur, nettement inférieur à celui observé lors du pliage en sens opposé ($M_+^{max} = 0.1605$Nm).

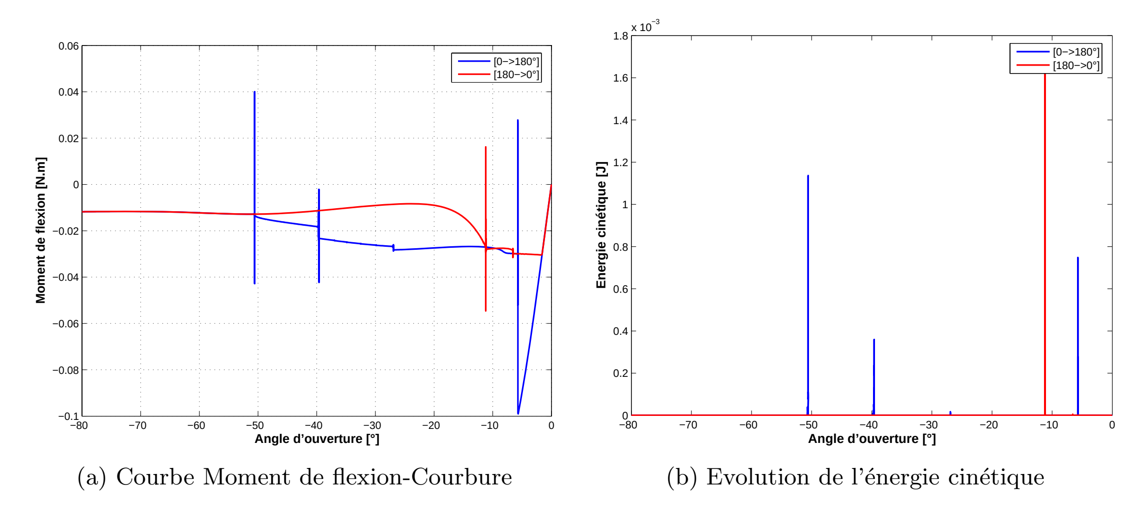


(a) Angle d'ouverture = −15.3°
(b) Angle d'ouverture = −38.3°
(c) Angle d'ouverture = −39.7°
(d) Angle d'ouverture = −50°
(e) Angle d'ouverture = −51.7°
(f) Angle d'ouverture = −75.4°

FIG. 3.17 – Évolution de la configuration prise par la lame pliée en sens égal (dynamique amorti)

	E-F	Théorique	Erreur rel.
Moment M_{-}^{max}	-0.099	/	/
Moment M_{-}^{*}	-0.0119	-0.0127	$< 1\%$

TAB. 3.5 – Comparaison des résultats (sens égal)



(a) Courbe Moment de flexion-Courbure (b) Evolution de l'énergie cinétique

FIG. 3.18 – Résultats par analyse dynamique amorti

La simulation éléments-finis effectuée comprend un pliage suivi d'un dépliage en vue de caractériser le chemin inverse.

Nous remarquons une différence entre les résultats obtenus et ceux prédits par *Seffen*. En effet, nous observons que le chemin pris lors du dépliage ne correspond pas à celui pris lors du chemin aller (à l'exception des comportements initiaux et finaux). Nous avons constaté, lors du chemin inverse, que le mode de flexion pris en fin de chargement (pliage) perdure jusqu'à un angle d'ouverture faible ($-11.5°$) pour ensuite laisser place au mode de torsion. Cependant, il est à noter que le comportement lors du retour est fortement dépendant de la durée de la simulation (temps pour lequel nous imposons la rotation d'un degré). Des conclusions quant à la présence d'un hystérésis en sens égal sont dès lors délicates lors d'une application dynamique telle que celle entreprise dans la suite pour les charnières MAEVA.

Nous remarquons que les pics d'énergie cinétique sont directement amortis lors de chaque changement de mode de flambement, rendant compte de la stabilité de la solution suivie.

3.4.8 Conclusion

Après avoir exposé le comportement prédit par *Seffen* dans son article ainsi que la solution analytique proposée par *Mansfield*, nous avons réalisé une étude éléments-finis en vue de simuler le pliage et le dépliage d'une lame initialement courbée transversalement. Les différentes étapes de la mise en oeuvre de l'étude ont été exposées ainsi que les résultats obtenus. Nous avons remarqué dans la plupart des cas un bon accord avec les résultats et comportements prédits, notamment la présence d'un hystérésis en sens opposé. Une comparaison entre un modèle de type coque et de type volumique fut effectuée montrant qu'un modèle de type coque répond mieux aux exigences de notre étude (compromis temps de calcul - qualité de la réponse). Dans la suite de ce travail, nous utiliserons dès lors des modèles de type coque.

Chapitre 4

Étude de la charnière Maeva

Suite à l'étude d'un joint de Carpentier, nous possédons désormais toutes les armes afin de réaliser l'étude de la charnière MAEVA constituée d'un assemblage particulier de trois de ces joints de Carpentier. Rappelons que le système de déploiement choisi dans le cadre de la mission spatiale ESEO est assuré par de telles charnières.

Dans un premier temps, une description de la charnière sera effectuée. Cette description comprendra la revue des caractéristiques géométriques et mécaniques de la charnière. Cette partie sera complétée par une description des tests effectués lors de la conception de cette charnière, aussi bien des tests au sol que des tests en condition de micro-gravité.

Dans un deuxième temps, la modélisation éléments-finis de la charnière MAEVA (maillage et conditions aux limites) sera brièvement décrite.

En préalable de l'étude dynamique de la charnière, une analyse du pliage sera effectuée à l'aide d'une étude de type quasi-statique en vue de valider la modélisation par comparaison des résultats obtenus avec les caractéristiques fournies par le concepteur de la charnière.

Nous réaliserons ensuite une étude dynamique de déploiement d'une charnière à laquelle nous adjoindrons une masse concentrée simulant la présence de panneaux solaires. Différents cas (avec ou sans torsion permise) seront analysés à l'aide de deux types de schémas d'intégration numérique, *i.e.* le schéma de *Chung-Hulbert* et *HHT*. Ces études viseront à expliquer les phénomènes physiques expliquant le blocage de la charnière MAEVA lors d'un déploiement.

4.1 Description de la charnière

La société 01dB-METRAVIB[1], en association avec le CNES, a développé un système de déploiement basé sur le principe des *joints de Carpentier*. L'idée de base était d'inventer un mécanisme destiné au marché du spatial évitant tout système de guidage dédié, tout frottement ou même tout système de roulement. En effet, les éléments cités sont des sources de nombreux problèmes requérant une grande attention lors de la conception de missions spatiales. Un arrangement particulier de lames élastiques semblables à celle étudiée dans le chapitre précédent a été imaginé afin de rassembler les fonctions de guidage, de déploiement et de blocage d'une partie déployable d'un satellite. Un des principaux défauts d'un tel système est le caractère non-contrôlé du déploiement résultant en d'importants chocs lors du blocage

[1] 01dB-METRAVIB est une filiale du groupe AREVA, expert international dans le domaine de l'énergie.

de la charnière. Aux prémisses de la conception de cette charnière, une solution avait été développée afin de minimiser cet inconvénient. Cette solution consistait en la superposition d'une couche d'élastomère à la lame [3]. L'efficacité d'une telle conception fut validée mais cette solution fut abandonnée vu la trop petite fenêtre de température dans laquelle l'efficacité de la couche visco-élastique peut être assurée. Dès lors, une solution sans amortissement fut développée.

La disposition particulière des trois lames (position relative) a été dictée par un souci de garantir une certaine stabilité contre la torsion durant le déploiement, d'augmenter le couple moteur et de garantir une bonne stabilité du système une fois déployé. La raideur en torsion lors du déploiement reste faible mais nettement supérieure à celle obtenue avec une seule lame.

Les lames sont assemblées par serrage et collage dans des embases formées de deux parties distinctes. Un tel assemblage permet de limiter les concentrations de contraintes lorsque le système est soumis à des charges mécaniques et thermiques (dilatation différentielle).

4.1.1 Caractéristiques géométriques

Une description géométrique complète de la charnière est primordiale en vue de la modélisation éléments-finis. Malheureusement, seules des données détaillées d'interface nous sont fournies. En effet, ces données sont indispensables au concepteur de panneaux solaires afin de dimensionner l'ensemble de son système. Les données géométriques des lames et de la disposition relative de celles-ci sont quant à elles des données confidentielles. Le document reprenant une description complète au niveau des fixations (cotations, tolérances et états de surface) est présenté dans l'annexe B. La figure FIG.4.1 montre une photographie de la charnière MAEVA.



FIG. 4.1 – Photographie d'une charnière MAEVA

Le CSL disposant d'une charnière MAEVA, des mesures géométriques ont été réalisées en accord avec la société METRAVIB à l'aide d'un pied à coulisse. Les charnières sur lesquelles ont été réalisées les mesures sont des charnières ayant été éprouvées lors de tests. Dès lors, les mesures prises, en addition des inévitables erreurs de mesures, ne peuvent être considérées que comme de bonnes indications à défaut de données plus précises.

Un examen des documents disponibles au CSL et une discussion avec *V. Ruelle*, ingénieur au CSL, nous ont fait remarquer que les lames ne sont pas toutes trois d'épaisseurs identiques,

la lame du milieu étant légèrement plus épaisse[2].

Nous pouvons remarquer que les lames s'élargissent vers les extrémités. Nous supposons que cette variation de largeur fut introduite lors de la conception afin d'obtenir une cinématique particulière et de permettre la localisation des phénomènes de flambement lors du pliage en sens égal des lames au droit du changement de largeur (cfr. FIG.4.7) et ainsi d'éviter des collisions entre les lames et les embases. En effet, le flambement en sens égal d'une lame a tendance à se produire dans une zone fort proche des embases. L'élargissement a pour effet d'augmenter la raideur locale de la lame et le pliage de la lame en sens égal se produit dès lors dans la zone suivant l'élargissement, endroit pour lequel la raideur est plus faible.

Caractéristiques	Valeur	
Angle d'ouverture à l'extrémité	78.3	[°]
Angle d'ouverture du corps	58.4	[°]
Rayon de courbure transversale	18.4	[mm]
Epaisseur (lame centrale)	0.25	[mm]
Epaisseur (lames d'extrémités)	0.2	[mm]
Longueur du corps de la lame	85	[mm]
Largeur de l'embase	10	[mm]
Longueur de l'embase	70	[mm]
Hauteur de l'embase	20	[mm]

TAB. 4.1 – Caractéristiques géométriques de la charnière MAEVA

Les données géométriques mesurées et déduites de documents sont reprises dans le tableau TAB.4.1.

4.1.2 Caractéristiques mécaniques

Lors de la conception des charnières, le choix du matériau de la lame a été basé sur des considérations de hautes résistances face aux grandes déformations [4]. Le choix du matériau des embases est lui dicté par un besoin de compatibilité avec les éléments d'interface (en général de l'aluminium) ainsi que par un souci de minimisation du poids. Lors de nos mesures au CSL, les documents parcourus nous indiquent que les lames et les embases sont respectivement constituées d'un alliage d'aluminium 7075 T73 et 2017 A (propriétés disponibles dans le tableau TAB.4.2).

	aluminium 7075 T 73	**aluminium 2017 A**	
Module de Young, E	72	70	[GPa]
Coefficient de Poisson, ν	0.33	0.33	[/]
Densité, ρ	2810	2800	$[kg/m^3]$
Limite élastique, σ_y^0	435	103	[MPa]

TAB. 4.2 – Caractéristiques mécaniques de la charnière MAEVA - REF.[9]

[2]En effet, le document reprenant les commandes de pièces montre une commande de 48 lames de 0.25mm et de 96 lames de 0.2 mm.

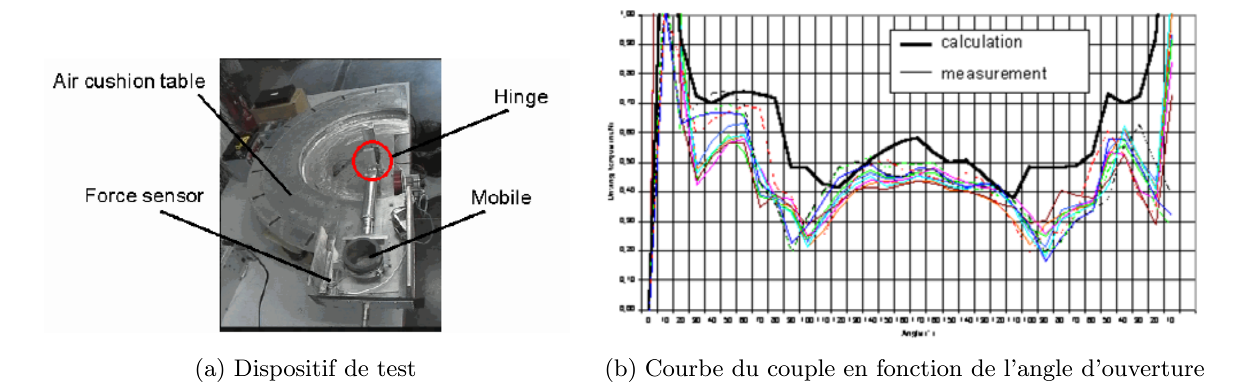
4.1.3 Tests : dispositifs et résultats

Comme déjà évoqué précédemment, les charnières Maeva ne permettent pas un contrôle de la séquence de déploiement. Afin de vérifier qu'il n'existe aucun risque de déploiement incorrect (collision entre les panneaux et le corps du satellite,...), deux sortes de tests ont été effectuées par la société 01dB-Metravib et le CNES. Ces tests avaient également pour but de déterminer les caractéristiques principales de la charnière. La première sorte comprend une batterie de tests au sol selon une configuration particulière afin de déterminer des courbes du couple en fonction de l'angle d'ouverture de la charnière. La seconde sorte consiste en une série de tests dans des conditions de quasi micro-gravité obtenues lors de vols paraboliques (vol Zero-G). En parallèle à ces tests, un modèle éléments-finis fut réalisé et corrélé aux résultats expérimentaux. Plus de 1000 simulations de déploiement furent réalisées selon une méthode statistique de *Monte-Carlo* [3]. L'ensemble des tests n'ont montré aucun risque grave de déploiement incorrect. Le succès démontré par ces tests tend à être vérifié dans la réalité par le déploiement avec succès en orbite de 18 charnières Maeva (6 ailes solaires, 4 antennes et 2 mâts long de 2m).

Tests au sol

Le dispositif de test au sol est représenté à la figure Fig.4.2 (a). Les effets de la gravité, pouvant jouer un rôle considérable dans la dynamique du système, vu la faible raideur lors du déploiement, doivent être minimisé (test effectué à l'horizontale sur coussin d'air). Le dispositif est composé de :

- Un axe vertical sur lequel la charnière est montée ;
- Un bras à inertie ajustable monté sur la charnière dont l'extrémité peut glisser sur une table à coussin d'air pour simuler un déploiement ;
- Un capteur de position angulaire pour mesurer la cinématique du déploiement ;
- Un capteur de force afin d'estimer le moment de flexion.



(a) Dispositif de test (b) Courbe du couple en fonction de l'angle d'ouverture

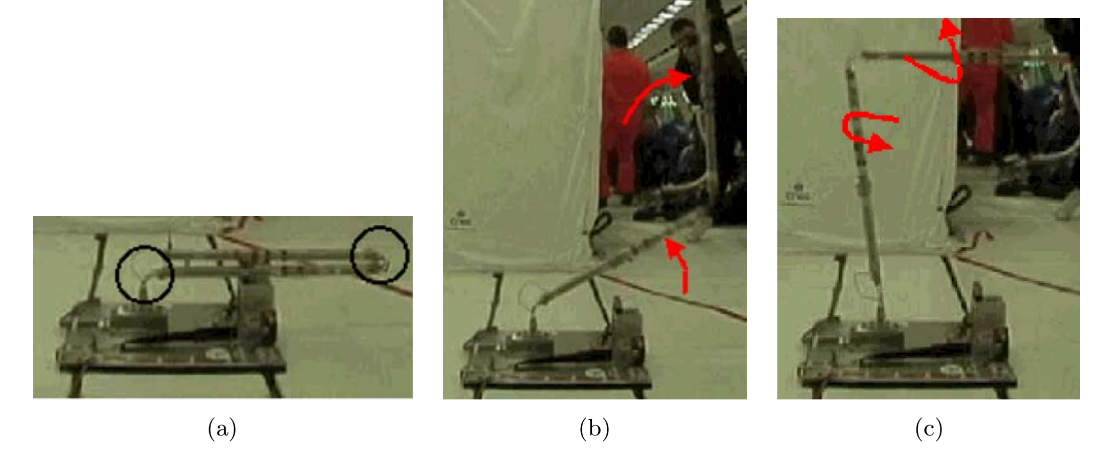
Fig. 4.2 – Dispositif (a) et résultats (b) des tests au sol - Ref.[4]

Les tests effectués ont permis de déterminer des courbes représentant le couple moteur en fonction de l'angle d'ouverture de la charnière (Fig.4.2 (b)) dans les deux sens de pliage de la charnière. Les différentes séries de tests effectués ont montré une grande reproductibilité, en tout cas dans les zones les plus stables, *i.e.* loin des phénomènes de flambement. Une étude éléments-finis avait alors été réalisée en vue d'une simulation quasi-statique de déploiement

(courbe en noir). Les moments maximums atteints dans les deux sens de pliage sont malheureusement tronqués. Nous remarquons un moment résiduel, couple initiant le déploiement, de l'ordre de 0.5 Nm.

Tests en micro-gravité

En vue de déterminer la cinématique de la charnière lors du déploiement d'un appendice, plusieurs campagnes de tests en condition de micro-gravité (0.05g) ont été réalisées. Les figures FIG.4.3 (a) à (c) montrent une séquence de déploiement d'un assemblage constitué de deux bras, reliés entre eux et au sol à l'aide de charnières MAEVA. Notons que lors des premiers tests, l'impact de la gravité résiduelle sur la cinématique fut jugé trop important. C'est pourquoi les tests suivants furent réalisés sur des bras d'inertie la plus faible possible. Cette réduction des effets de la gravité est réalisée en vue de l'obtention de corrélations des simulations éléments-finis sans perturbations.



(a) (b) (c)

FIG. 4.3 – Test de déploiement en condition de micro-gravité - REF.[4]

4.2 Étude dynamique de la charnière Maeva

4.2.1 Modélisation éléments-finis de la charnière Maeva

La charnière Maeva a été modélisée en respectant les mesures réalisées sur la charnière disponible au CSL (Tab.4.1). Les données mécaniques sont assignées en accord avec les données reprises dans le tableau Tab.4.2.

Les lames constituant la charnière sont modélisées de manière identique à la modélisation de type coque effectuée lors de l'analyse de la lame simple.

Les embases sont simplement modélisées à l'aide de corps rigides afin de réduire la taille du modèle. En effet, la géométrie des embases (parallélépipède rectangle) permet de supposer à priori un comportement nettement plus rigide que celui des lames, justifiant l'hypothèse corps rigide.

Une représentation de la modélisation est reprise à la figure Fig.4.4. Le système d'axes représentés sera celui utilisé tout au long des futures analyses.

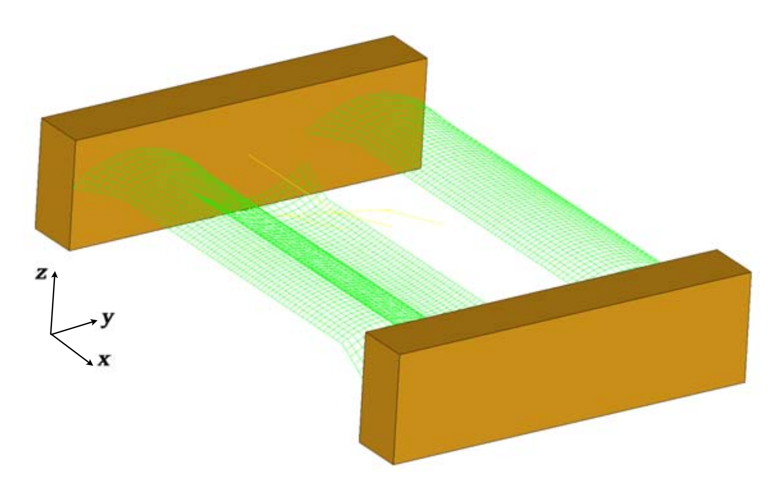


Fig. 4.4 – Modélisation éléments-finis de la charnière Maeva

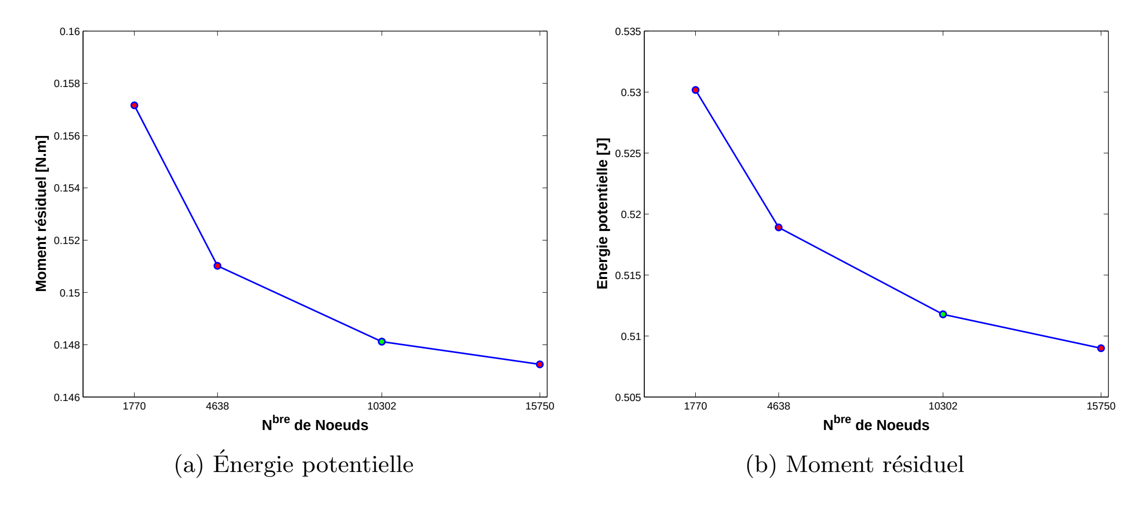
4.2.2 Définition du maillage

Une étude de maillage est présentée à la figure Fig.4.5. Cette étude analyse la convergence de l'énergie potentielle ainsi que d'un résultat caractéristique de l'étude, le moment de flexion résiduel de la charnière lors d'un pliage en sens opposé à 90° (cfr. remarques effectuées lors de l'étude de convergence de la lame simple). Pour la charnière Maeva, nos conventions de dénomination de sens de pliage et signes seront basées sur le mouvement de la lame centrale.

A un maillage plus fin correspond une diminution de l'énergie potentielle et du moment de flexion résiduel. Nous avons opté pour un maillage comprenant environ 10.000 noeuds (●). Pour un tel maillage, les indicateurs de convergence n'ont pas encore atteint une limite. Cependant, un maillage plus fin engendrerait des temps de calcul excessifs.

4.2.3 Conditions aux limites

Les lames sont reliées aux embases au travers de liaisons rigides entre les extrémités des lames et les deux noeuds représentant les embases (corps rigide). Cette fixation est une bonne



(a) Énergie potentielle (b) Moment résiduel

Fig. 4.5 – Étude de convergence sur le modèle de charnière Maeva

approximation de la réalité vu le serrage des extrémités des lames entre les deux parties constituant une embase. Signalons donc que nous ne modélisons pas la partie des lames emprisonnée dans les embases.

Une des deux embases est encastrée en vue de modéliser la jonction du système à déployer avec le corps du satellite. Dans une première étude, cette hypothèse peut être suffisante. Les efforts transmis au corps du satellite (forces et moments) sont estimés à cet encastrement. Une étude plus complète envisagerait la prise en compte du comportement du corps du satellite dans la réponse dynamique lors du déploiement des panneaux solaires.

4.2.4 Étude quasi-statique de la charnière Maeva

Afin de pouvoir initier les simulations de déploiement de panneaux solaires utilisant des charnières Maeva en tant que mécanisme de déploiement, nous devons être capable de positionner correctement cette articulation en configuration repliée. Nous ne cherchons pas à reproduire exactement la cinématique de pliage ainsi que les phénomènes se produisant dans les lames durant le pliage, l'important est notre capacité à déterminer et reproduire les caractéristiques significatives de la charnière repliée, *i.e.* le moment critique (ou couple de retenue) et le couple moteur permettant l'initiation du déploiement. Les résultats obtenus pourront être sommairement comparés aux résultats obtenus lors des tests présentés précédemment. Il nous est indiqué [3] que le couple moteur garanti est supérieur à 0.15 Nm et que le couple de retenue de la charnière[3] minimum est de 4.5 Nm. Lors des tests effectués, les résultats obtenus pour ce couple critique ont montré une grande dispersion (variation de 4.5 Nm à 20 Nm). La courbe reprenant les résultats des tests au sol (Fig.4.2 (b)) nous indique que le couple moteur est de l'ordre de 0.5 Nm (valeur moyenne annoncée de 0.6 Nm).

Rappelons dès à présent que notre étude est entachée d'une incertitude sur les données géométriques de la charnière et que, par conséquent, ces incertitudes seront certainement sources de différences avec les tests réalisés lors de la conception par 01dB-Metravib et le CNES.

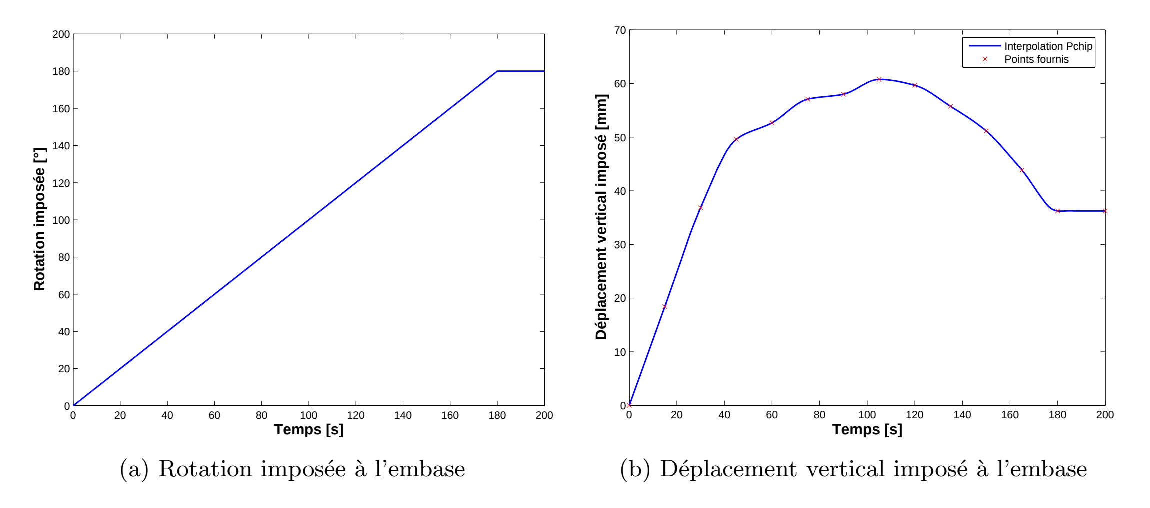
[3]Le couple de retenue fut déterminé lors de tests par la détermination de la masse à partir de laquelle la charnière se débloque, masse placée en bout de charnière tandis que l'embase opposée est maintenue fixe.

Étude quasi-statique

Nous avons réalisé un pliage quasi-statique de la charnière Maeva à l'aide d'un calcul dynamique fortement amorti. Les paramètres d'intégration sont identiques à ceux utilisés lors de l'étude de la lame simple (algorithme de Newmark, $\beta = 1$ et $\gamma = 1.5$). Le contrôle du pas de temps n'est basé que sur un critère d'un nombre d'itérations de Newton idéal afin de réduire le temps de calcul (éviter des pas de temps trop petit).

Le pilotage de la charnière est réalisé à l'aide de :

- une rotation selon l'axe de pliage de la charnière (axe Y, cfr. Fig.4.4) imposée selon une loi linéaire (de 0° à 180°) appliquée à la charnière libre (Fig.4.6 (a)) ;
- un déplacement selon l'axe vertical (axe Z perpendiculaire au plan de la charnière déployée) selon une loi prédéfinie décrivant la cinématique de la charnière Maeva[4] (Annexe B). En vue de l'obtention d'une loi de chargement lisse, une interpolation polynomiale cubique par morceau, de type hermitienne (fonction *pchip* dans Matlab),[5] est effectuée à partir de la série de points donnés (Fig.4.6 (b)). Le choix du pilotage du mouvement selon l'axe vertical plutôt que selon l'axe horizontal est lié à une plus grande facilité d'initier l'instabilité en flambement de la charnière à l'aide d'un pilotage perpendiculaire à la lame à l'instant du flambement (*i.e.* au début du chargement). Cette plus grande facilité est traduite par une résolution moins coûteuse en terme de temps de calcul.
- Notons qu'aussi bien la loi en rotation que celle en déplacement sont prolongées d'un palier. L'ajout de ce palier a pour but de vérifier que la position finale prise par la charnière est stable.



(a) Rotation imposée à l'embase (b) Déplacement vertical imposé à l'embase

Fig. 4.6 – Loi de pilotage du mouvement de pliage de la charnière Maeva

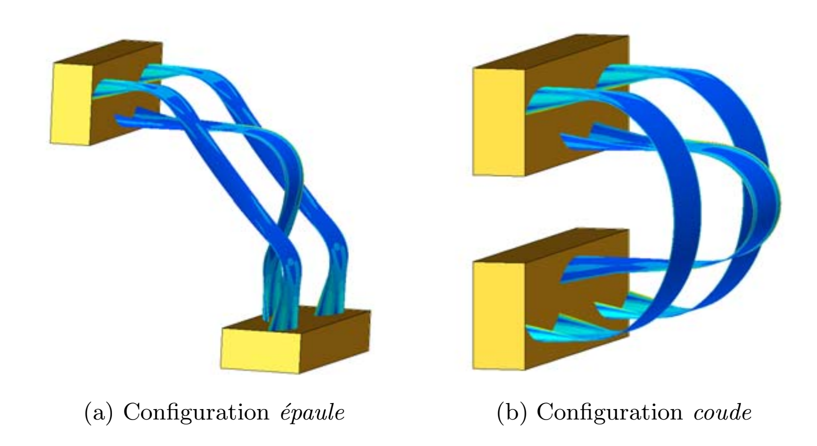
Notons que la cinématique proposée dans l'annexe B correspond à la cinématique en sens

[4]Remarquons que la loi utilisée tient compte du fait que le pilotage est effectué au centre de gravité de l'embase (corps rigide). Une modification de la loi fournie est nécessaire. En effet, la loi fournie correspond à la cinématique particulière d'une point appartenant à l'interface des embases.

[5]PCHIP : Piecewise Cubic Hermite Interpolating Polynomial. L'interpolation est construite telle qu'elle respecte la valeur des points de données et que la dérivée première de la fonction soit continue. Au contraire d'une interpolation de type *spline*, elle ne garantit pas la continuité de la dérivée seconde. Ce non-respect de la continuité de la dérivée seconde permet d'éviter les dépassements dans l'interpolation (*overshoot*).

opposé de la charnière (*i.e.* dans un sens tel que la lame centrale fléchisse en sens opposé). Ce sens de pliage correspond au sens de pliage prévu lors de la mise en position des panneaux solaires d'ESEO en vue de leur déploiement.

Les figures FIG.4.7 (a) et (b) montrent les configurations atteintes par la charnière suite à l'opération de pliage en sens opposé (configuration *épaule* et *coude*). Le code de couleur correspond à une représentation des contraintes de Von Mises.



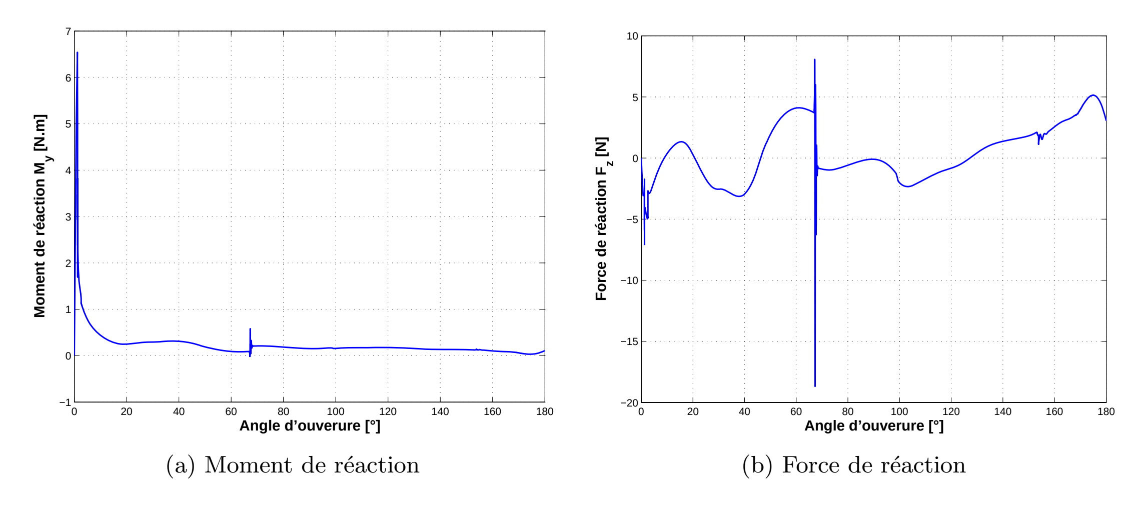
(a) Configuration *épaule* (b) Configuration *coude*

FIG. 4.7 – Représentation des configurations prises en fin de pliage ($\sigma_{VM}^{max} = 470$Mpa)

Nous remarquons que la contrainte maximale affichée (extrapolation des valeurs aux points de Gauss) est supérieure à la limite élastique du matériau ($\sigma_y^0 = 435$ Mpa). Cependant, des remarques similaires à celles formulées lors de la section 3.4.7 peuvent être faites. En effet, vu la faible connaissance des contraintes lors d'une résolution éléments-finis de type cinématiquement admissible, les contraintes déterminées ne sont correctes que pour un maillage infiniment fin. Dans un souci de ne pas engendrer des temps de calcul excessifs, nous avons choisi un maillage pas trop raffiné en n'oubliant pas que, par la suite, nous devrions réaliser une simulation comprenant deux charnières et deux panneaux solaires. Nous avons observé que les contraintes déterminées simplement sur un élément du maillage exhibent une contrainte de Von Mises maximale de 240 Mpa, nettement inférieure à la limite élastique du matériau. L'écart entre ces deux valeurs maximales nous montre que, lors d'une étude plus complète, il serait certainement intéressant de raffiner quelque peu le maillage proposé. Au vu de tous ces commentaires, nous ne sommes pas en mesure d'affirmer ou non le dépassement réel de la limite élastique.

Analyse des résultats et comparaison avec les tests au sol

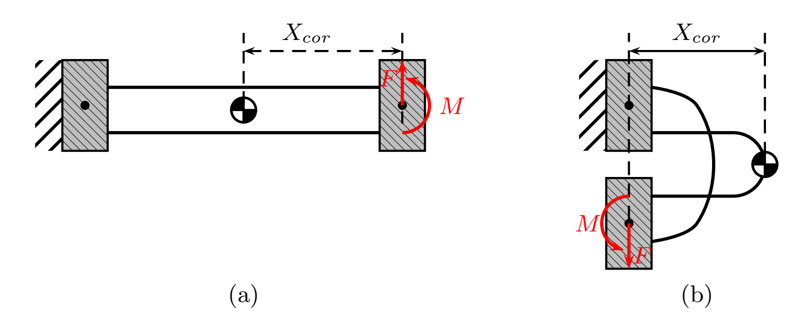
Les figures FIG.4.8 (a) et (b) représentent l'évolution du moment de réaction selon l'axe Y (système d'axe cfr. FIG.4.4) et de la force de réaction selon l'axe Z en fonction de l'angle d'ouverture de la charnière lors du pliage en sens opposé. Le tableau TAB.4.3 reprend les valeurs des principales caractéristiques, *i.e.* le couple de retenue et le couple moteur. Les valeurs annoncées dans la référence [3] ne correspondent pas directement au moment de réaction. En effet, nous observons que la force de réaction F_z n'est pas nulle durant le pliage, impliquant un surplus de couple par rapport au centre de rotation de la charnière. Ce centre de rotation évolue tout au long du pliage à cause du comportement particulier des lames durant le pliage de la charnière. Cependant, au vu des figures FIG.4.9 (a) et (b), nous pouvons estimer sa



(a) Moment de réaction (b) Force de réaction

FIG. 4.8 – Évolution du moment de réaction M_y et de la force de réaction F_z à l'embase encastrée en fonction de l'angle d'ouverture

position en bonne approximation lors du flambement initial et lorsque la charnière est totalement pliée. Notons que lorsque la charnière est en configuration *épaule* (angle d'ouverture de 90°), la force de réaction est nulle et le couple moteur correspond directement au moment de réaction. Le couple dû à cette force de réaction (force multipliée par le bras de levier) est dès lors ajouté à la valeur du moment de réaction correspondante afin de déterminer la valeur du couple de retenue et du couple moteur (TAB.4.3)



(a) (b)

FIG. 4.9 – Schéma rendu libre de la charnière (a) avant flambement et (b) en configuration *épaule*

	Config. *épaule*	Config. *coude*	Unité
Position du centre de rotation X_{cor}	42.5	26.9	[mm]
Couple de retenue	6.67	6.67	[Nm]
Couple moteur	0.1521	0.1930	[Nm]

TAB. 4.3 – Résultats de l'étude de pliage de la charnière MAEVA

Nous remarquons, comme annoncé par 01dB-METRAVIB, un couple moteur supérieur à 0.15 Nm tant pour la configuration *épaule* que *coude*. Cependant, les valeurs de couple moteur déterminées au cours de cette étude quasi-statique sont fort éloignées des valeurs annoncées au cours des tests effectués lors de la conception des charnières [4, 3] (valeur de couple moteur

moyenne de 0.6 Nm). Cette différence est certainement due à des erreurs provenant à la fois d'une géométrie approchée et d'une cinématique dès lors non adaptée. Cependant, nous vérifierons par la suite que ce couple moteur est suffisant pour initier le déploiement de panneaux tels que ceux présents dans le satellite ESEO.

Par contre, la valeur du couple de retenue obtenue rentre dans les marges de valeurs annoncées par METRAVIB (supérieure à la valeur minimale annoncée de 4.5 Nm).

Mise en avant de la présence d'un hystérésis

Afin de déterminer la présence d'un phénomène d'hystérésis tel que celui observé lors de l'étude de la lame simple en sens opposé, nous avons réalisé une étude dynamique (fortement amortie) impliquant le pliage et le dépliage de la charnière dans les deux sens (opposé et égal). Notons que notre étude s'est focalisée sur de petits angles d'ouverture (zone de flambement de la charnière). Notons également que les conditions aux limites imposées en vue de réaliser le pliage en sens égal sont identiques au signe près à celles imposées en sens opposé.

La figure FIG.4.10 représente l'évolution du moment de flexion à l'embase encastrée en fonction de l'angle d'ouverture de la charnière. Les différentes étapes sont représentées. Nous remarquons que les chemins de retour ($[90° \rightarrow 0°]$ et $[-90° \rightarrow 0°]$) ne sont pas identiques à ceux observés lors du chemin de pliage. L'aire sous-tendue par la courbe lors du retour est inférieure à celle obtenue lors du chemin de pliage rendant compte d'un phénomène d'*hystéréris*. La quantité d'énergie perdue par cycle est représentée par la surface grise (différence d'aire sous-tendue par la courbe). Nous remarquons que ce phénomène se produit aussi bien en sens opposé qu'en sens égal de la charnière.

Notons que nous remarquons que la pente initiale est identique dans les deux sens de pliage (différence inférieur à 1%) rendant compte de la continuité du comportement.

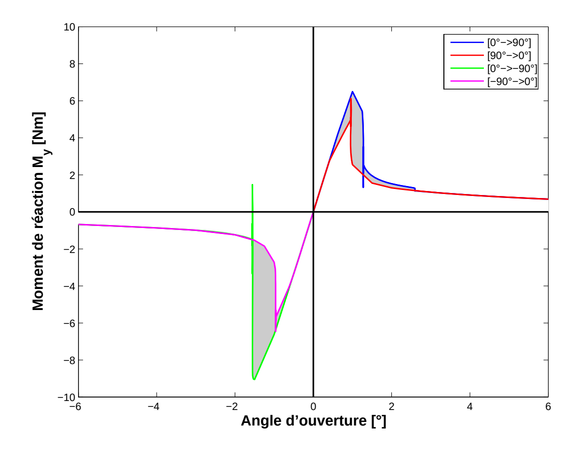


FIG. 4.10 – Évolution de la courbe du moment de réaction M_y à l'embase encastrée en fonction de l'angle d'ouverture de la charnière (étude quasi-statique)

Cette étude nous permet donc de montrer la présence d'un hystérésis dans le comportement de la charnière MAEVA dans le cadre d'un pliage quasi-statique. En vue d'expliquer l'arrêt de la charnière lors du déploiement d'un appendice, il est nécessaire de montrer la présence de ce phénomène lors d'une étude dynamique de déploiement d'une charnière.

4.2.5 Étude dynamique d'une charnière

Dans cette section, une étude dynamique de la charnière Maeva est effectuée dans le but de caractériser les phénomènes permettant le blocage du mécanisme lors d'un déploiement. La simulation dynamique fait suite au pliage de la charnière réalisée précédemment. Une masse concentrée (2 kg), reliée rigidement à l'embase libre de la charnière, est ajoutée. Des inerties en flexion et en torsion sont adjointes à cette masse concentrée. La masse, les inerties et la position de la masse concentrée sont telles qu'elles se rapprochent des données provenant de l'ensemble des deux panneaux solaires du satellite Eseo.

Les simulations effectuées se sont concentrées sur l'étude du déploiement d'une charnière épaule (initialement pliée à 90°) et ceci dans un souci d'effectuer une étude la plus complète possible avec des temps de calcul acceptables. Lorsque le déploiement de la charnière épaule sera maîtrisé (choix du schéma d'intégration notamment), nous vérifierons que les conclusions formulées peuvent s'étendre à l'étude d'une charnière coude (180°).

Lors de cette étude dynamique, deux types de schéma d'intégration temporelle sont utilisés et leurs résultats respectifs comparés : le schéma de *Chung-Hulbert* (α-généralisé) et le schéma *HHT* (Hilber-Hughes-Taylor)[6]. L'avantage de ces schémas par rapport à un schéma d'intégration classique de type Newmark est la possibilité d'introduire de la dissipation numérique tout en conservant une précision du deuxième ordre. En effet, les liaisons rigides introduites dans le modèle apportent leur lot de hautes fréquences venant perturber la réponse temporelle. De plus, la dissipation numérique résultant de l'application de ces schémas peut, dans une certaine mesure, permettre de simuler l'amortissement structural présent aussi bien dans les lames de la charnière que dans les panneaux solaires.

Les paramètres d'intégration utilisés correspondent aux paramètres par défaut initialisés dans le logiciel Samcef ($\alpha = 0.01$ et $\theta = -0.97$ pour Chung-Hulbert et $\alpha = 0.05$ pour HHT). Le choix des paramètres pour l'algorithme de *Chung-Hulbert* respecte la relation entre les paramètres permettant la minimisation de la dissipation dans la partie basse du spectre [14] :

$$\alpha = \frac{\theta + 1}{3}$$

Le contrôle du pas de temps est basé, tout comme lors de l'étude quasi-statique, sur un critère d'un nombre d'itérations de Newton idéal.

Nous avons réalisé deux types d'études de déploiement : une pour laquelle les rotations de l'embase libre (pour rappel la seconde est encastrée) sont laissées libre et une seconde pour laquelle seule la rotation autour de l'axe de pliage (axe Y) est autorisée. Cette seconde étude permet de simuler la présence d'une deuxième charnière bloquant toute torsion de la charnière. Lors de notre étude focalisée sur une seule lame, nous avons montré que le flambement en sens égal de cette lame introduit un mode de déformation impliquant de la torsion. Nous pouvons donc nous attendre à ce qu'un tel mode de déformation soit initié lors du flambement de la charnière. En effet, vu la disposition des lames, lorsque la charnière subit un flambement, au moins une lame sera dans une configuration de flambement en sens égal. Nous serons dès lors en mesure d'exposer les éventuels avantages et inconvénients du blocage de la torsion.

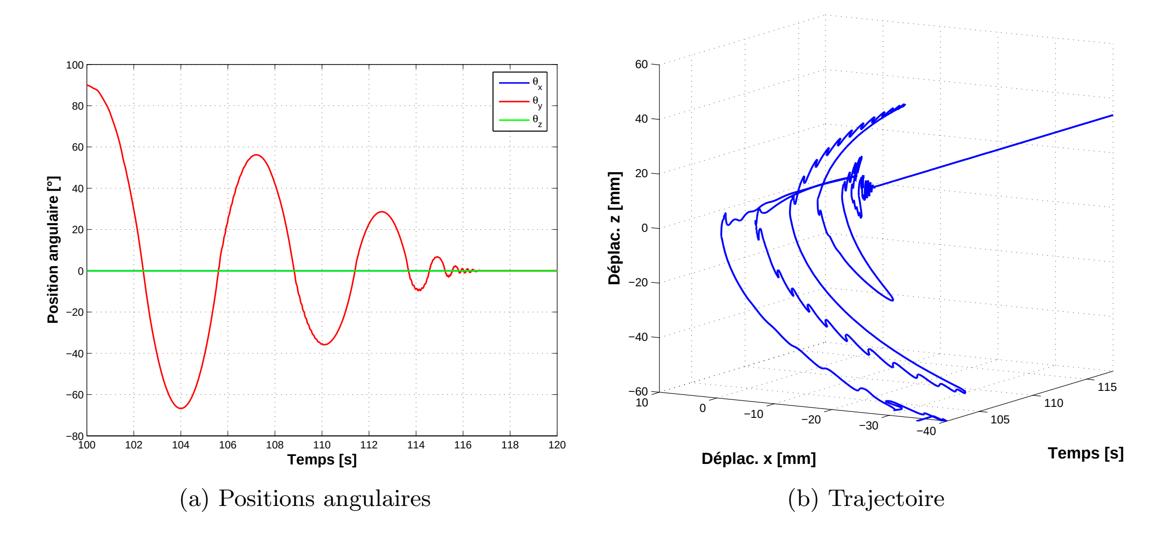
Les moments de réaction à l'embase encastrée, les positions angulaires prises par l'embase libre ainsi que les différentes énergies (énergie potentielle, énergie cinétique et énergie totale)

[6]Le développement de ces schémas d'intégration temporelle est disponible dans de nombreux ouvrages, notamment [13, 11].

seront analysés pour chaque cas étudié. Les moments de réaction et positions angulaires de l'embase libre sont référencés par rapport aux axes représentés à la figure FIG.4.4. Notons que l'angle autour de l'axe Y (dénommé θ_y dans les figures) correspond à l'angle d'ouverture de la charnière durant le déploiement.

Charnière épaule : torsion bloquée avec le schéma de Chung-Hulbert

La figure FIG.4.11 (a)[7] représente l'évolution des positions angulaires prises au cours du déploiement par l'embase libre. Nous remarquons que, suite à quelques débattements, la charnière se bloque en un temps relativement court (16 s). Ce temps est évidemment dépendant de l'importance de la masse de l'appendice à déployer, une masse plus importante entraînerait, d'une part, une mise en mouvement plus lente et, d'autre part, un blocage de la charnière après un temps plus long. Nous remarquons une décroissance monotone de la valeur de l'angle d'ouverture maximum pris en fin de chaque débattement.



(a) Positions angulaires (b) Trajectoire

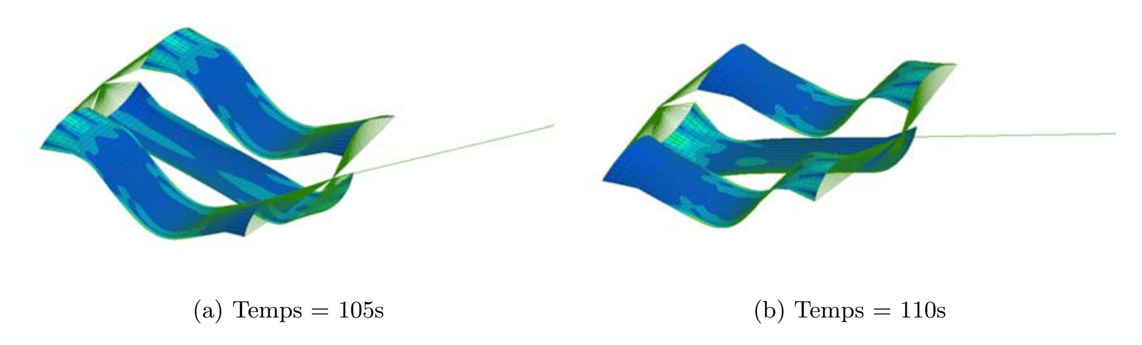
FIG. 4.11 – Évolution temporelle des positions angulaires (a) et trajectoire de l'embase libre (b) (Chung-Hulbert sans rotation)

La figure FIG.4.11 (b) montre la trajectoire prise par l'embase libre au cours du déploiement dans le plan XZ. Nous remarquons que le comportement observé lors du premier débattement (100 à 107 s) diffère de celui observé lors du deuxième (107 à 113 s). En effet, nous observons que le point de retour (correspondant à l'angle d'ouverture maximal) est situé à une hauteur (coordonnée Z des déplacements) plus faible pour le premier. Cette différence de comportement trouve son origine dans le comportement de la lame centrale de la charnière durant ces deux premiers cycles. Durant le premier débattement, nous observons (FIG.4.12)[8] que le flambement dans la lame centrale est situé du côté de l'embase libre (a), ne permettant pas un mouvement vertical important de l'embase. Le flambement lors du second cycle (b) est par contre situé du côté de l'embase libre, permettant un plus grand débattement de l'embase libre.

[7]L'échelle temporelle débute à 100 s, temps qui correspond à la durée du pliage de la charnière de sa configuration libre à sa configuration *coude*.

[8]Des remarques similaires à celles formulées dans les sections 3.4.7 et 4.2.4 peuvent être réalisées en ce qui concerne la valeur maximale de la contrainte de Von Mises.

Notons que nous observons que la trajectoire est fortement oscillante et d'une manière plus prononcée juste avant le blocage de la charnière. Ces oscillations ont pour origine la réponse dynamique des lames constituants la charnière. Nous verrons que ces oscillations sont prédominantes dans les instants suivant le flambement de la charnière (FIG.4.13) et sont amorties grâce à la dissipation numérique apportée par le schéma d'intégration.



(a) Temps = 105s (b) Temps = 110s

FIG. 4.12 – Représentation des contraintes de Von Mises dans la charnière (σ_{VM}^{max} = 515Mpa)

Suite à cette brève description de la cinématique de déploiement de la charnière, nous allons analyser les phénomènes physiques permettant d'expliquer l'arrêt de la charnière.

La figure FIG.4.13 représente l'évolution de la courbe du moment de réaction selon l'axe Y (correspondant au moment de réaction de flexion) en fonction de l'angle d'ouverture de la charnière. La représentation se focalise sur les zones de petits angles d'ouverture correspondant aux zones pour lesquelles les phénomènes de flambement prennent place. Des remarques identiques à celles formulées lors de l'étude quasi-statique de la charnière peuvent être effectuées. Nous remarquons que chaque passage par un angle d'ouverture nul est accompagné d'une série de deux phénomènes et ceci pour les deux sens de flexion de la charnière (opposé et égal).

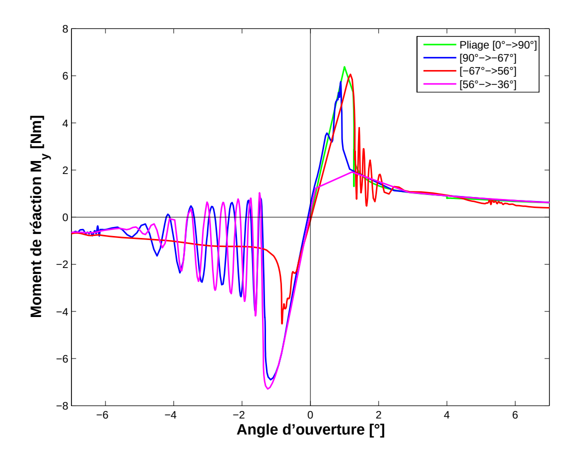
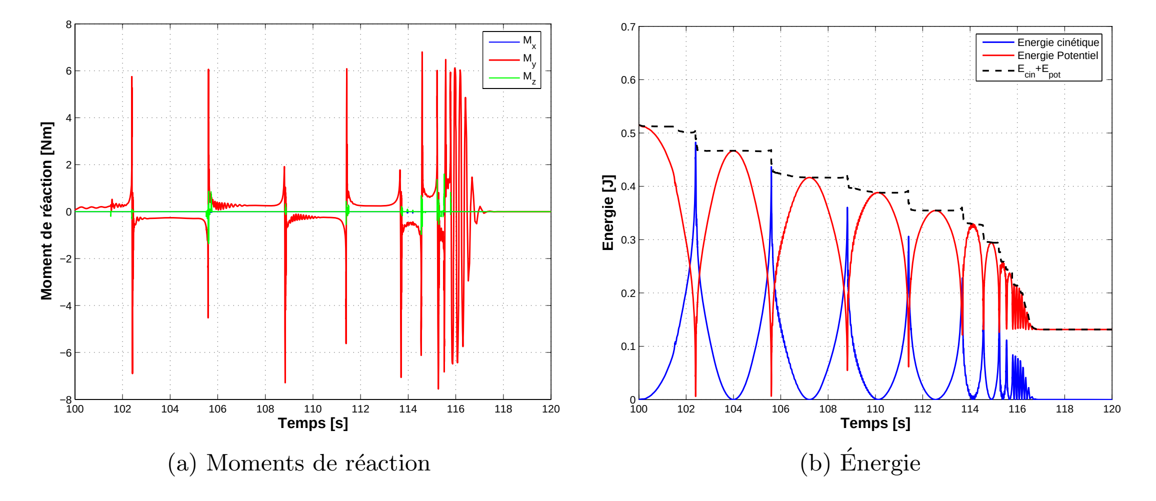


FIG. 4.13 – Évolution de la courbe du moment de réaction M_y à l'embase encastrée en fonction de l'angle d'ouverture de la charnière (Chung-Hulbert sans rotation)

Prenons pour exemple les phénomènes se déroulant lors du premier demi-battement ($\theta_y \in$

$[90°, -67°]$ (courbe en bleu)), l'interprétation des phénomènes étant identique lors de chaque passage par un angle d'ouverture nul. Suite au pliage de manière quasi-statique de la charnière (courbe verte), celle-ci est laissée libre de se mouvoir dans le plan XZ, entraînant la diminution de l'angle d'ouverture. Nous observons que, lorsque la charnière reprend sa configuration d'avant pliage, le chemin suivi par le moment de flexion est différent du chemin de pliage (aire sous-tendue par la courbe inférieure par rapport au pliage), rendant compte d'une perte d'énergie par *hystérésis*. Après passage par un angle d'ouverture nul, nous constatons le flambement des lames de la charnière entraînant l'apparition d'un pic dans la courbe de moment de flexion. Notons que la valeur du pic observée est inférieure à celle déterminée lors du pliage quasi-statique pour un même sens de pliage. A la suite de ce flambement, des oscillations importantes de hautes fréquences sont observées, oscillations dues à la vibration des lames (cfr. FIG.4.11 (b)). Nous vérifierons par la suite que ces oscillations sont amorties par le schéma d'intégration numérique. Dans ce cas particulier, le schéma numérique permet d'approcher l'amortissement structural présent dans les lames. En effet, les lames d'une charnière présentent de l'amortissement structural dont nous n'avons pas tenu compte. Nous pensons que cet amortissement structural permet d'amortir les oscillations observées dans une application réelle.

Nous observons que la succession de ces deux phénomènes se répète lors des cycles suivants, entraînant une perte d'énergie provenant d'un hystéréris dans le comportement de la charnière.



(a) Moments de réaction (b) Énergie

FIG. 4.14 – Évolution temporelle (a) des moments de réaction à l'embase encastrée et (b) de l'énergie du système (Chung-Hulbert sans rotation)

La figure FIG.4.14 (a) donne une représentation de l'évolution des différents moments de réaction à l'embase encastrée. Les remarques précédemment effectuées sont une nouvelle fois observables. En effet, nous remarquons que deux pics successifs pour un moment de flexion de signe identique présentent des hauteurs différentes, le premier étant plus important que le second. Nous observons que le comportement précédent le blocage de la charnière présente des pics rapprochés pour lesquels le phénomène d'hystérésis n'est plus autant marqué. Ces pics rapprochés correspondent à des faibles oscillations hautes fréquences des lames de la charnière autour de sa configuration déployée.

Notons que nous remarquons la présence de pics de moment de réaction en torsion (M_z) lors de chaque flambement de la charnière. Ces pics nous montrent que les modes de torsion

sont initiés par le flambement des lames en sens égal mais que ceux-ci n'apparaissent pas, dû au blocage réalisé.

L'examen des énergies (FIG.4.14 (b)) présentes dans le système ne fait que confirmer les précédentes interprétations. Nous avons représenté l'évolution temporelle de l'énergie potentielle, de l'énergie cinétique et de la somme de ces deux énergies représentant l'énergie totale du système. Une série de remarques peuvent être formulées :

- Nous remarquons que chaque pic d'énergie cinétique est accompagné d'une perte d'énergie totale. Ces pics d'énergie cinétique correspondent aux instants pour lesquels la charnière passe par un angle d'ouverture nul. Ces pertes d'énergie peuvent donc être reliées à la différence des aires sous-tendues par la courbe de moment de flexion en fonction de l'angle d'ouverture remarquées précédemment (*hystérésis*).
- En dehors de ces pics d'énergie cinétique, nous constatons que l'énergie totale forme des paliers possédant une légère pente négative. Cette faible perte d'énergie durant les paliers est due à la dissipation introduite artificiellement à l'aide du schéma d'intégration. Nous remarquons que la dissipation est maximale dans les instants suivant directement le flambement. Cette dissipation plus prononcée est due aux oscillations observées dans le comportement du moment de flexion dans cette zone.
- Dans les instants précédents le blocage, nous remarquons des pics rapprochés. La dissipation durant ces instants est principalement due au schéma numérique.
- Nous remarquons une énergie potentielle finale non nulle ainsi que le fait que celle-ci ne revient pas à zéro lorsque l'angle d'ouverture de la charnière passe par une valeur nulle [9], la différence avec l'origine augmentant progressivement de cycles en cycles. Cette constatation est reliée à la définition de l'énergie potentielle dans SAMCEF. De fait, l'énergie potentielle est définie par l'intégrale des efforts (forces et moments) en fonction des degrés de liberté (déplacements et rotations). Ceci nous permet d'affirmer que la quantité d'énergie potentielle restant en fin de simulation correspond, en bonne approximation, à la quantité d'énergie perdue par l'ensemble des *hystérésis* rencontrés au cours du déploiement.

Charnière épaule : torsion bloquée avec le schéma HHT

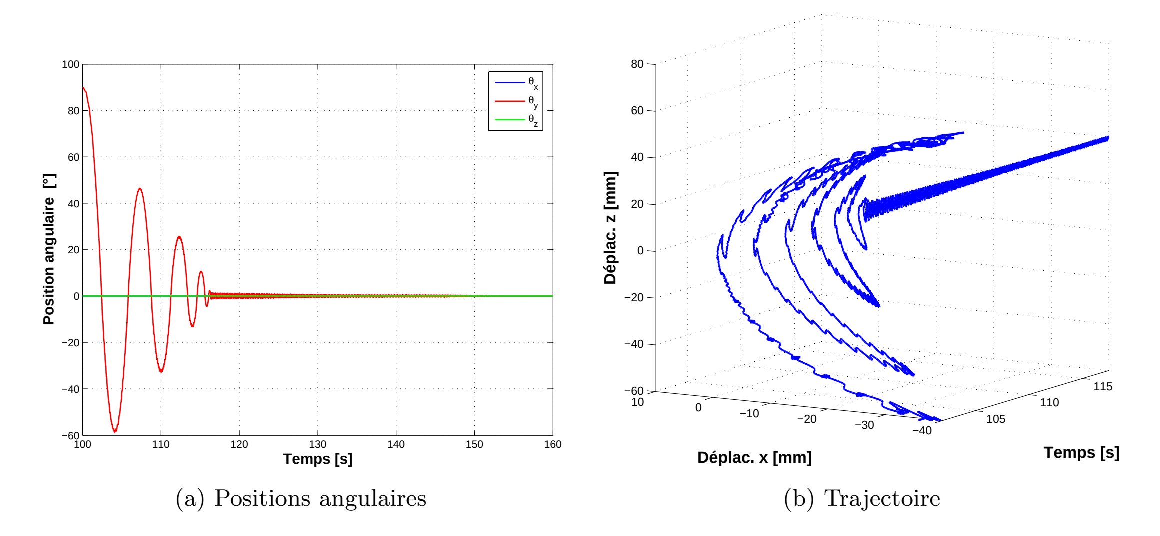
Nous avons décidé de réaliser une étude avec des conditions aux limites identiques mais avec l'utilisation du schéma d'intégration HHT. Ce schéma est connu pour dissiper une quantité d'énergie moins importante que le schéma de Chung-Hulbert. Le but de cette simulation est de vérifier que la perte d'énergie constatée ne trouve pas sa principale origine dans la dissipation introduite artificiellement.

Une constatation générale des résultats obtenus est le fait que la réponse temporelle est fortement oscillatoire. En effet, les oscillations constatées précédemment sont amorties dans une moindre mesure que lors de la résolution par l'algorithme de Chung-Hulbert.

La figure FIG.4.15 (a) représentant l'évolution temporelle des positions angulaires nous montre un comportement semblable à celui précédemment observé. Le blocage complet de la charnière n'est observé qu'après 50 s (en tenant compte des oscillations de fin). Nous remarquons cependant que l'évolution de l'angle d'ouverture suit un chemin quasi-identique

[9]Dans une telle configuration pour laquelle les contraintes dans les lames sont quasi-nulles, nous nous attendrions à observer une énergie potentielle nulle.

à celui précédemment observé à l'exception du caractère oscillatoire amorti en un temps nettement plus long et le fait que l'angle maximum lors du premier débattement est plus faible (46° contre 56°). Cette différence est expliquée par un comportement différent de la lame centrale lors du flambement correspondant à ce premier débattement (comportement identique à celui de la figure FIG.4.12 (b) lors du premier flambement lors de cette étude). Cette remarque est appuyée par la figure FIG.4.15 (b) montrant la trajectoire de l'embase libre au cours du déploiement. En effet, nous remarquons que le trajet suivi lors des deux premiers débattements est semblable (mode de déformation de la charnière identique).



(a) Positions angulaires (b) Trajectoire

FIG. 4.15 – Évolution temporelle des positions angulaires (a) et trajectoire de l'embase libre (b) (HHT sans rotation)

La figure FIG.4.16 représente l'évolution de la courbe de moment de réaction à l'embase encastrée selon l'axe Y en fonction de l'angle d'ouverture de la charnière. Une interprétation quant à la présence d'un hystérésis est rendu compliquée par le caractère fortement oscillatoire des courbes obtenues.

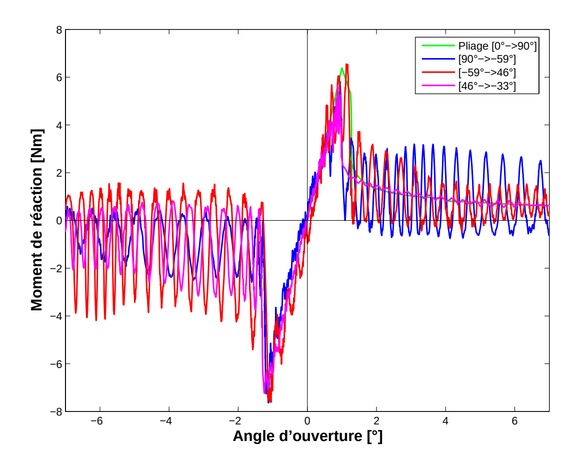
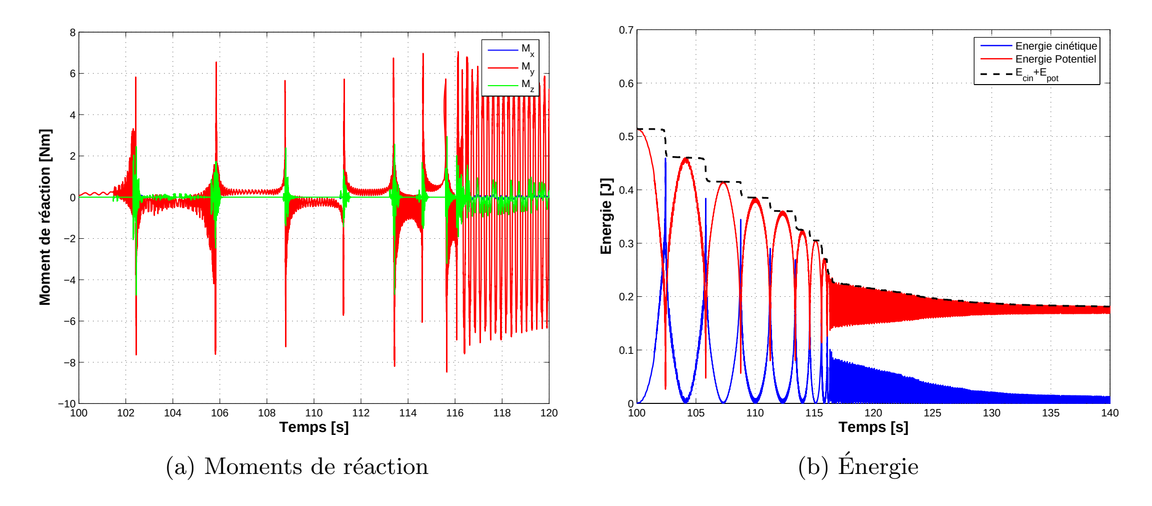


FIG. 4.16 – Évolution de la courbe du moment de réaction M_y à l'embase encastrée en fonction de l'angle d'ouverture de la charnière (HHT sans rotation)

La figure FIG.4.17 (a) donne une représentation de l'évolution des différents moments de réaction à l'embase encastrée. Nous remarquons que les oscillations introduites dans le système suite au flambement ne sont que très peu amorties et sont même toujours présentes lors du flambement ultérieur. Nous remarquons également la présence d'une succession de pics de moments de flexion (M_y) dans les instants précédent le blocage. Nous observons également la présence de pics de moment de réaction (M_z) correspondant au mode de torsion bloqué lors de chaque flambement.



(a) Moments de réaction (b) Énergie

FIG. 4.17 – Évolution temporelle (a) des moments de réaction à l'embase encastrée et (b) de l'énergie du système (HHT sans rotation)

La figure FIG.4.17 (b) représente l'évolution temporelle des énergies présentes dans le système. Plusieurs comparaisons avec les résultats obtenus à l'aide du schéma de Chung-Hulbert ainsi que des remarques peuvent être formulées :

- Nous remarquons que chaque pic d'énergie cinétique est accompagné d'une perte d'énergie cinétique. Cette perte d'énergie lors du flambement des lames nous prouve la prise en compte de l'hystérésis lors de la simulation, constatation difficile à déduire des courbes de moments de réaction.
- Nous remarquons que les paliers possèdent une pente très faible montrant la dissipation moindre apportée par le schéma HHT en comparaison du schéma de Chung-Hulbert. Cette remarque explique l'amortissement moindre observé dans les différentes courbes dans les instants suivant le flambement.
- Nous remarquons un temps plus long en fin de déploiement afin d'amortir les oscillations finales.
- La quantité d'énergie potentielle finale permettant de quantifier l'énergie perdue par hystérésis est quelque peu plus élevée que celle précédemment observée (0.16 J contre 0.13 J). Cependant la différence n'est pas d'un ordre suffisant pour entacher les conclusions retirées de la simulation par l'algorithme de Chung-Hulbert. De plus, la dissipation supplémentaire apportée par le schéma de Chung-Hulbert permet certainement de mieux simuler l'amortissement présent dans les lames de la charnière, le comportement observé par HHT étant fortement oscillatoire.

Au vu des remarques présentées, nous avons décidé de poursuivre l'ensemble des futures simulations à l'aide du schéma de Chung-Hulbert. En effet, l'utilisation d'un tel algorithme

d'intégration n'introduit pas une quantité d'amortissement numérique excessive et permet des temps de calcul nettement inférieurs à ceux observés lors de l'utilisation du schéma HHT.

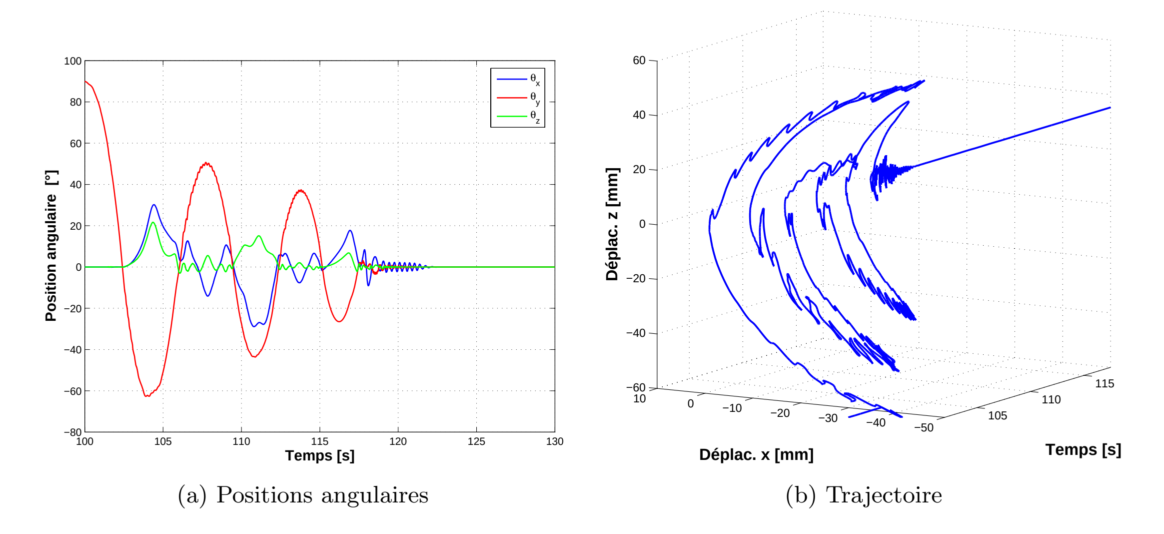
Charnière épaule : torsion autorisée avec le schéma Chung-Hulbert

Ces deux premières études dynamiques nous ont permis de bien sentir le phénomène physique expliquant le blocage de la charnière. Nous allons maintenant effectuer l'étude dynamique du déploiement d'une charnière dans les conditions où aucune rotation n'est contrainte durant le déploiement.

La figure FIG.4.18 (a) représente l'évolution temporelle des positions angulaires de l'embase libre. Le blocage complet de la charnière est constaté après un temps de 22.5 s, blocage précédé d'oscillation en torsion de la charnière autour de l'axe X[10]. Le temps de blocage est donc plus long que lorsque les torsions sont bloquées.

Comme annoncé, nous observons l'initiation de torsion (θ_x et $\theta_z \neq 0$) dans la charnière lors du premier flambement ($t = 103.5$ s). Cette torsion tend à prendre son amplitude maximale lorsque la charnière passe par son angle d'ouverture maximum, rendant compte de la faible raideur en torsion de la charnière MAEVA lors du déploiement. La torsion tend à reprendre une amplitude nulle durant les flambements. Cependant, nous observons une amplitude résiduelle lors de certains flambements (en t=106 s et en t=112.5 s).

La figure FIG.4.18 (b) montre la trajectoire prise au cours du déploiement par l'embase libre. Nous remarquons, tout comme lors des précédentes études, la présence d'oscillations dans les instants suivant les flambements.



(a) Positions angulaires (b) Trajectoire

FIG. 4.18 – Évolution temporelle des positions angulaires (a) et trajectoire de l'embase libre (b) (Chung-Hulbert avec rotation)

La figure FIG.4.19 représente l'évolution de la courbe de moment de réaction à l'embase encastrée selon l'axe Y en fonction de l'angle d'ouverture de la charnière. Le comportement durant le premier flambement (90° → −63°) est semblable à celui précédemment observé (pour

[10] Le fait que cela soit le mode de torsion qui soit observé lors des oscillations finales n'est pas étonnant. En effet, une étude des modes propres de la charnière en configuration déployée nous a montré que le premier mode de déformation est un mode de torsion.

un même schéma d'intégration utilisé). Lorsque la charnière revient pour la deuxième fois à un angle d'ouverture nul ($-63° \rightarrow 50°$), le comportement observé est totalement différent. Comme remarqué précédemment, la charnière présente toujours de la torsion à cet instant. Nous remarquons que le moment de flexion (M_y) parcourt un chemin totalement différent (le pic de flambement étant même observé pour un angle d'ouverture inférieur à zéro). Cependant, ce chemin différent n'implique pas nécessairement un hystérésis, l'énergie étant transférée dans un autre mode de déformation. Cette différence est observée à chaque fois lorsque les angles de torsion ne sont pas nuls pour un angle d'ouverture nul. Lors des autres passages par un angle d'ouverture nul, les phénomènes sont identiques à ceux précédemment observés.

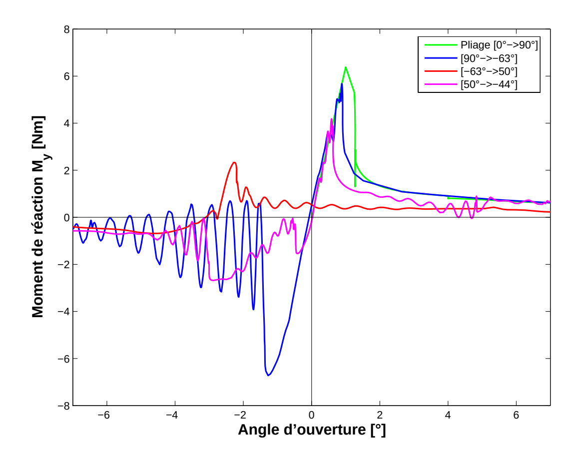


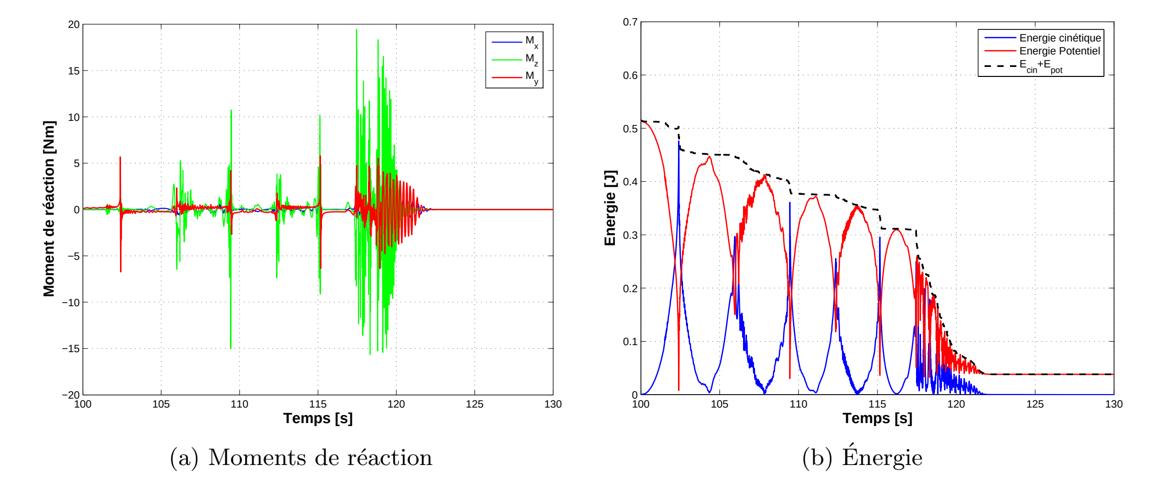
FIG. 4.19 – Évolution de la courbe du moment de réaction M_y à l'embase encastrée en fonction de l'angle d'ouverture de la charnière (Chung-Hulbert avec rotation)

L'examen de la figure FIG.4.20 (a) représentant l'évolution temporelle des moments de réaction montre une nouvelle fois une succession de pics aux instants correspondant au flambement de la charnière. Les flambements sont également accompagnés de pics d'amplitude importante de moment de réaction selon l'axe Z. Vu la présence de modes de torsion durant certains flambements, il est difficile d'annoncer la présence ou non d'un éventuel hystérésis dans le comportement.

La figure FIG.4.20 (b) des énergies nous permet de porter un jugement plus simple. Nous remarquons que le premier pic d'énergie cinétique est accompagné d'une perte d'énergie bien nette tandis que le deuxième pic (correspondant au passage par un angle d'ouverture nul avec torsion résiduelle) ne présente pas une telle chute de l'énergie. Par contre, nous observons une perte d'énergie progressive due à de la dissipation numérique accélérée par les fortes oscillations présentes durant ces instants. Nous remarquons également qu'à ce deuxième pic correspond une énergie potentielle ne tendant pas vers une valeur nulle. Cette énergie potentielle non nulle durant le passage par un angle d'ouverture nul rend compte d'un état de contraintes non nul dans les lames et non d'une quelconque perte par hystérésis. Les pics suivants exhibent un comportement différent selon la présence ou non d'un angle de torsion durant le passage de la charnière par un angle d'ouverture nul.

Une forte dissipation est observée durant les instants précédents le blocage de la charnière. Cette dissipation est due aux oscillations hautes fréquences en torsion autour d'une configuration déployée de la charnière. Nous remarquons que la quantité d'énergie potentielle résiduelle en fin de déploiement est nettement inférieure à celle précédemment observée ($E_{pot}^{res} = 0.038$

J). La quantité d'énergie perdue par hystérésis est dès lors inférieure et une grande partie de l'énergie perdue est principalement due à de la dissipation numérique. On pourrait se demander, dans ce cas, si l'amortissement artificiellement apporté n'est pas d'une trop grande importance. Cependant, cette étude dynamique a pour but d'identifier les mécanismes permettant le blocage de la charnière et de nous préparer à la réalisation d'une simulation impliquant deux charnières Maeva. Il serait dès lors trop coûteux en terme de temps de calcul de réaliser une telle simulation à l'aide d'un schéma d'intégration HHT (dissipation numérique moindre).



(a) Moments de réaction (b) Énergie

Fig. 4.20 – Évolution temporelle (a) des moments de réaction à l'embase encastrée et (b) de l'énergie du système (Chung-Hulbert avec rotation)

Nos différentes remarques effectuées lors de cette dernière étude nous permettent d'affirmer que le déploiement d'un appendice à l'aide d'une seule charnière (torsion non bloquée) entraîne l'apparition de modes de torsion dans la réponse temporelle. Ces modes de torsion, lorsqu'ils sont présents aux instants auxquels le flambement de la charnière devrait se produire, *i.e.* lorsque l'angle d'ouverture est nul, diminue voir empêche la perte d'énergie due à un hystérésis. Nous avons observé que la charnière se bloque dès lors en un temps plus long que lorsque toute torsion dans la charnière est bloquée. Outre ce fait, des torsions importantes lorsque l'angle d'ouverture est maximal pourraient provoquer des collisions entre l'appendice à déployer et la structure du satellite. Cependant, l'ajout d'une deuxième charnière est extrêmement pénalisant d'un point de vue budgétaire.

Notons cependant que notre analyse est entachée d'erreurs dues à la non-connaissance exacte de la géométrie de la charnière. Un comportement différent pourrait être exhibé suite à de faibles modifications de la géométrie de la charnière. Cependant, nous considérons que l'étude réalisée à permis de déterminer les mécanismes permettant le blocage d'une charnière Maeva.

Charnière coude : torsion bloquée avec le schéma de Chung-Hulbert

Dans le but de vérifier que les interprétations retirées des précédentes études peuvent s'étendre en toutes généralités à l'étude d'une charnière *coude* (charnière Maeva initialement pliée à 180°), nous avons réalisé l'étude d'une telle charnière en utilisant le schéma d'intégration de Chung-Hulbert et avec les conditions aux limites de blocage des modes de torsion. Nous

avons choisi d'utiliser ces conditions afin de réduire le temps de calcul, le but n'étant que de valider nos précédentes observations.

Seule l'évolution temporelle des positions angulaires prises par l'embase libre (Fig.4.21)[11], des moments de réaction à l'embase encastrée (Fig.4.22 (a)) et des énergies (Fig.4.22 (b)) sont représentées. En effet, ces évolutions nous permettent à elles seules de montrer que les phénomènes expliquant l'arrêt de la charnière sont identiques aux cas précédemment traités. En effet, nous observons une décroissance monotone de l'angle d'ouverture maximal pris en fin de chaque débattement.

Nous remarquons logiquement que la charnière prend un temps plus long pour se bloquer définitivement (35.7 s). En effet, l'énergie stockée initialement dans les lames de la charnière sous forme d'énergie potentielle de déformation est supérieure au cas de la charnière *épaule*. Une quantité d'énergie plus importante doit dès lors être dissipée afin d'atteindre le blocage de la charnière.

Nous remarquons que les phénomènes sont identiques aux cas précédents. Lors de chaque pics d'énergie cinétique, nous constatons une perte d'énergie totale correspondant au phénomène d'hystérésis dans le comportement de la charnière. Des pertes d'énergie sont également constatées dans les instants suivant les flambements (correspondant aux instants pour lesquels l'angle d'ouverture est nul et donc correspondant également aux pics d'énergie cinétique). Cette dissipation d'ordre numérique est due aux oscillations hautes fréquences présentes dans la solution dans les instants suivant le flambement des lames (Fig.4.22 (a)). Nous remarquons cependant qu'une quantité d'énergie plus importante est dissipée lors des paliers d'énergie que celle observée lors de l'étude de la charnière *coude*. Cette remarque est confirmée par l'observation d'une quantité d'énergie potentielle résiduelle moindre que dans le cas *épaule*. Comme souligné précédemment, une étude à l'aide d'un schéma HHT impliquerait des temps de calcul énormes et nous décidons donc de poursuivre nos études dynamiques à l'aide du schéma de Chung-Hulbert sans oublier que ce schéma engendre sûrement une dissipation numérique trop importante.

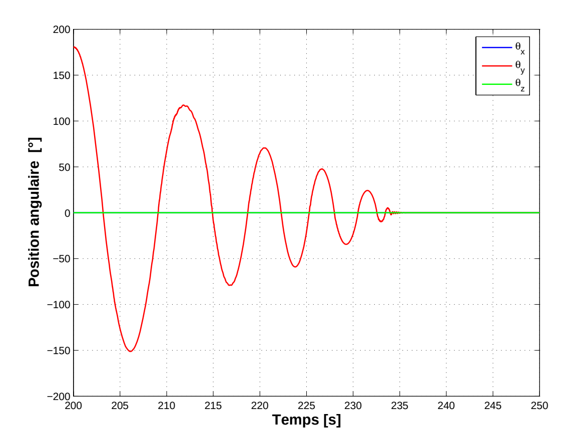
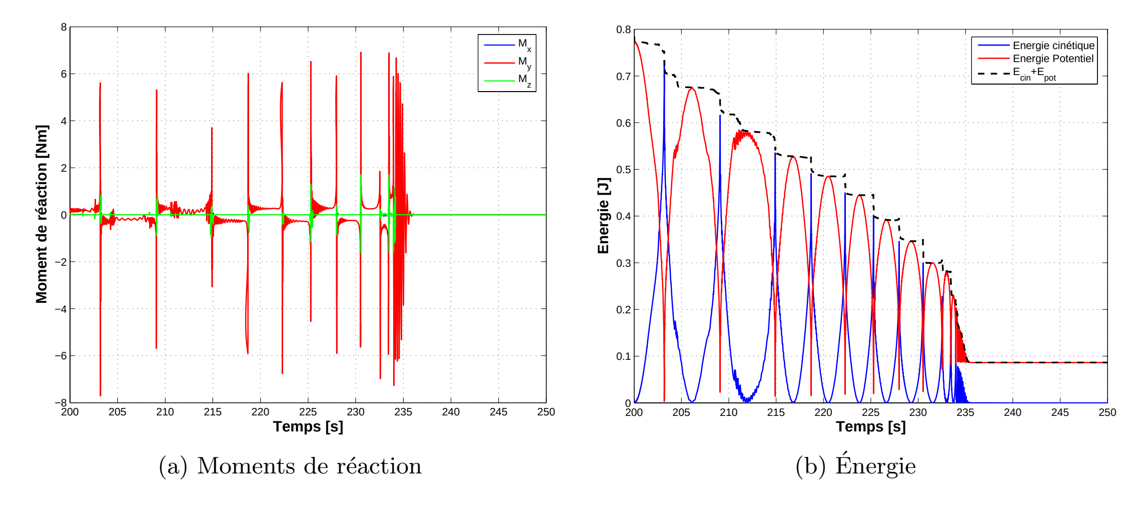


Fig. 4.21 – Évolution temporelle des positions angulaires de l'embase libre (charnière coude)

[11] L'échelle temporelle débute, dans ce cas, pour une valeur de 200 s correspondant à la durée du pliage jusqu'à une configuration *coude*.



(a) Moments de réaction (b) Énergie

Fig. 4.22 – Évolution temporelle (a) des moments de réaction à l'embase encastrée et (b) de l'énergie du système (charnière coude)

4.2.6 Conclusion

Nous avons dans un premier temps réalisé une étude quasi-statique du pliage de la charnière et comparé les résultats obtenus à ceux annoncés par le concepteur des charnières Maeva. Les caractéristiques exhibées par notre modélisation nous montrent que nous sommes dans les plages de valeurs annoncées. Cette étude quasi-statique fut également l'occasion de mettre en avant le phénomène d'hystérésis présent dans le comportement de la charnière.

Dans un deuxième temps, une étude dynamique de déploiement d'une charnière fut réalisée pour différentes conditions aux limites à l'aide de schémas d'intégration de Chung-Hulbert et HHT. Au vu des résultats obtenus, l'hypothèse que nous formulons quant au blocage de la charnière est la suivante. Lors de chaque passage par un angle d'ouverture nul, une quantité d'énergie correspondante au phénomène d'hystéréris est perdue. Lorsque l'énergie disponible dans le système n'est plus suffisante afin de dépasser le pic de flambement de la charnière, la charnière se bloque et oscille autour de sa configuration déployée. Nous remarquons que nos simulations ont permis de rendre compte de la perte d'énergie lors de chaque cycle. Cependant, nous remarquons que le comportement précédent le blocage et le blocage lui-même sont mal représenté et ceci dû aux hautes fréquences introduites dans le système.

Chapitre 5

Application au satellite ESEO

Dans ce dernier chapitre, tous les enseignements retirés des études réalisées vont être exploités dans le but de simuler le déploiement des panneaux solaires du satellite ESEO. La description des panneaux solaires a été effectuée dans la section 2.2.2.

En vu d'obtenir des temps de calcul raisonnables, nous avons employé la méthode des super-éléments afin de modéliser les panneaux solaires. La modélisation ainsi que le choix des paramètres des super-éléments seront dans un permier temps présentés.

Dans un deuxième temps, nous exposerons l'ensemble des résultats obtenus lors de la simulation de déploiement de l'aile solaire d'ESEO.

5.1 Modélisation des panneaux solaires et création de super-éléments

La modélisation des panneaux solaires du satellite ESEO ci-présentée est en grande partie basée sur la modélisation réalisée par *J. Salazar* dans le cadre de son Travail de Fin d'Étude lors de l'année académique 2006 − 2007 [15]. La figure FIG.5.1 montre une vue éclatée (CATIA) d'une aile solaire d'ESEO constituée des panneaux intérieur et extérieur, des charnières coude et épaule et des interfaces en L (jonction charnière-panneau).

La modélisation des charnières est identique à celle précédemment étudiée. Nous avons décidé, dans un souci de réduction de taille du problème et donc du temps de calcul, d'appliquer la technique des super-éléments afin de modéliser les panneaux et interfaces.

Dans les paragraphes qui suivent sera présentée une revue des caractéristiques principales de cette modélisation ainsi que la création des super-éléments.

Modélisation

Rappelons que les panneaux solaires sont constitués d'une structure en nid d'abeille recouverte de chaque côté d'une peau extérieure en CFRP. Le choix du type de nid d'abeille et de peaux sont présentés à la section 2.2 (nid d'abeille de type 1/4-5056-.0015 et plis en M55J/950-1). Les propriétés mécaniques sont également présentées dans les tableaux TAB.2.2 et TAB.2.3.

Les peaux extérieures en CFRP seront modélisées à l'aide d'une coque à laquelle est assignée les propriétés mécaniques d'un matériau équivalent (TAB.5.1). Ces propriétés mécaniques équivalentes ont été déterminées par *Niels Botman* [2] à l'aide d'une modélisation

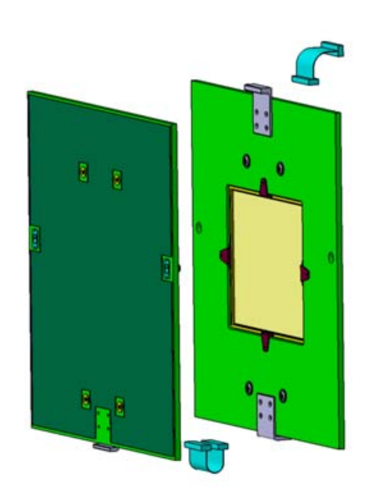


FIG. 5.1 – Vue éclatée du système panneau solaire d'ESEO (logiciel CATIA)

complète reprenant les différents plis selon leurs orientations particulières (séquence des plis : $[-60/0/60]_S$[1]).

Peau extérieure - propriété équivalente		
Module de Young	106.3	[GPa]
Module de cisaillement	40.6	[GPa]
Densité	1800	$[kg/m^3]$
Coefficient de Poisson	0.3	[/]

TAB. 5.1 – Propriétés mécaniques équivalentes pour les peaux extérieures - REF. [2, 15]

La validité de ces propriétés mécaniques équivalentes fut vérifiée [15] lors d'un calcul dynamique (détermination des fréquences propres du panneau intérieur encastré en ces interfaces). Le tableau TAB.5.2 reprend une comparaison des fréquences propres et masses généralisées des cinq premiers modes élastiques pour la coque équivalente et pour la définition complète de la peau. Nous remarquons un bon accord (erreur relative inférieure à 10%) entre les deux modélisations, légitimant notre modélisation.

Mode	Fréquence propre [Hz]		Masse généralisée [kg]	
	Déf. complète	Mat. équivalent	Déf. complète	Mat. équivalent
1	293.76	294.06	0.08069	0.083039
2	304.78	304.24	0.07878	0.07844
3	492.00	493.58	0.02780	0.02758
4	507.99	507.17	0.02784	0.02757
5	56056	565.79	0.02905	0.02906

TAB. 5.2 – Validation de la modélisation des peaux extérieures - REF. [15]

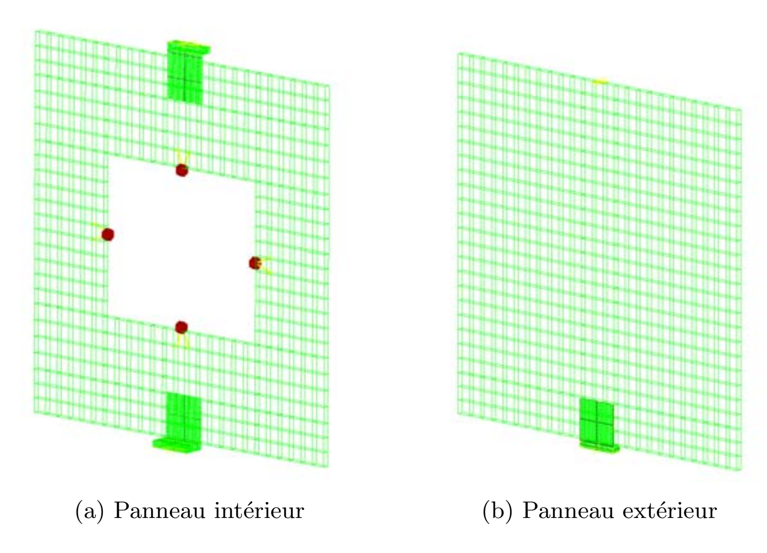
La structure en nid d'abeille est modélisée à l'aide d'éléments volumiques. Les coques modélisant les peaux extérieures sont assemblées au nid d'abeille au travers de connexions

[1]L'indice $_S$ signifie que la séquence des plis est symétrique par rapport à la fibre centrale.

noeud à noeud.

Une définition d'un maillage uniquement constitué d'éléments quadrangulaires fut effectuée pour les peaux extérieures par un découpage en sous-domaines rectangulaires. Notons que ce découpage est effectué afin d'obtenir des domaines de dimensions identiques aux zones d'interface avec les éléments extérieurs.

Un souci identique d'obtenir des éléments hexahédriques fut entrepris dans la définition du maillage de la structure en nid d'abeille. Le volume est dès lors créé par extrusion des différents domaines, le maillage créé et ensuite les diverses entités sont rassemblées en une seule par collage.



(a) Panneau intérieur (b) Panneau extérieur

Fig. 5.2 – Modélisation des panneaux solaires d'Eseo

Le module de test (situé sur le panneau intérieur), constitué des cellules solaires CIGS, de la structure en poutres maintenant ces cellules ainsi que des quatre attaches de fixations, est simplement modélisé par des masses concentrées définies aux points de fixations de la structure portante.

Tous les dispositifs d'attache et d'interface tel que ceux permettant la fixation des charnières Maeva sur les panneaux sont modélisés par des éléments volumiques. En effet, ces interfaces sont contenues dans le super-éléments et le degré de définition des interfaces (coque ou volumique) n'a aucune influence sur la taille du super-élément.

La modélisation des panneaux solaires réalisée dans le logiciel Samcef est présentée aux figures Fig.5.2 (a) et (b).

Création des super-éléments

La technique des super-éléments trouve son origine dans la croissance du nombre de degrés de liberté des systèmes étudiés à l'aide de la méthode des éléments finis. Il peut dès lors être utile de diviser la structure complète en sous-système et d'en condenser l'information.

La méthode de création de super-élément dynamique employée correspond à la méthode dite *Component-Mode Method* (également appelée *méthode de Craig et Bampton*)[13, 14].

Dans cette méthode, le comportement de la structure est décomposé en deux types d'informations (*component mode*) :

N^{bre} de modes retenus	Masse modale effective cumulée [%]					
	x	y	z	ϕ_x	ϕ_y	ϕ_z
10	0.6	77.9	0.9	48.7	0.4	23.5
20	82.5	82.5	80.9	81.3	55.5	86.1
25	85.7	82.6	81.5	81.3	85.2	89.0
50	86.1	82.7	82.3	82.4	86.2	89.3
100	86.4	82.9	83.9	82.6	87.3	89.6

TAB. 5.3 – Détermination du nombre de modes internes (panneau intérieur)

N^{bre} de modes retenus	Masse modale effective cumulée [%]					
	x	y	z	ϕ_x	ϕ_y	ϕ_z
10	0.2	88.4	0.2	50.9	0.0	25.0
20	80.1	90.6	94.0	93.2	19.0	85.0
25	81.6	91.8	94.1	94.5	21.0	85.8
50	91.8	92.0	94.2	94.8	91.7	93.8
100	92.0	92.1	94.2	94.9	92.8	93.9

TAB. 5.4 – Détermination du nombre de modes internes (panneau extérieur)

- les modes statiques résultant de sollicitations unitaires sur les degrés de libertés de frontière ;
- les modes normaux de vibration mis en évidence en encastrant la structure sur sa frontière.

L'utilisation d'une telle technique est permise dans notre cas particulier. En effet, vu la grande raideur des panneaux, nous pouvons nous attendre à observer de faibles déformations des panneaux, déformations superposées au mouvement de corps rigide de ceux-ci.

La mise en oeuvre de cette technique dans le logiciel SAMCEF MECANO requiert la définition des noeuds définissant les degrés de liberté de frontière et du nombre de modes de vibrations internes retenus.

Il est préférable de ne retenir qu'un minimum de noeuds. Il a été choisi de créer des noeuds supplémentaires reliés rigidement à plusieurs points des attaches des charnières (FIG.5.3). Certains noeuds sont également retenus sur la structure afin de permettre un rapatriement des résultats aisé en ces points.

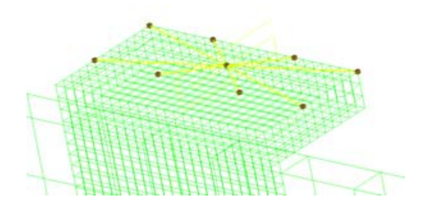


FIG. 5.3 – Noeud retenu au niveau de l'interface

Le nombre de modes de vibrations internes retenu résulte de considérations liées aux masses modales effectives. Le concept de *masse modale effective* permet de déterminer quels

modes propres possèdent une contribution importante dans la réponse dynamique. Lorsque tous les modes internes sont retenus, l'addition de toutes les masses modales dans une direction donnée restitue la masse correspondant au mode rigide.

Nous avons créé les super-éléments pour un nombre croissant de modes internes retenus et observé les masses modales effectives cumulées sur l'ensemble des modes retenus. Les masses modales effectives cumulées sont normées par rapport à la masse du mode rigide et s'expriment dès lors en terme de pourcentage. Une masse modale effective cumulée proche de 100% est l'idéal mais ce pourcentage ne peut, dans la plupart des cas, n'être acquis que pour un nombre de modes retenus important, perdant tout le bénéfice obtenu par la réalisation d'un super-élément. Il peut dès lors être intéressant d'effectuer un compromis entre une masse modale effective cumulée élevée et un nombre de degrés de liberté résultant faible.

Les tableaux TAB.5.3 et 5.4 reprennent les masses modales effectives cumulées pour un nombre croissant de modes internes retenus pour le panneau intérieur et extérieur respectivement. Nous constatons que la création du super-élément du panneau intérieur requiert au minimum la prise en compte de 25 modes internes. En effet, nous constatons que la prise en compte d'un nombre de modes internes plus important n'apporte pas énormément d'informations supplémentaires. La création du super-élément du panneau extérieur requiert pour sa part la prise en compte de 50 modes internes.

5.2 Déploiement des panneaux solaires du satellite Eseo

Dans cette section, nous présenterons les résultats obtenus lors de la simulation du déploiement des panneaux solaires du satellite ESEO. Cette simulation est permise par les nombreux enseignements que nous avons retirés de nos précédentes études.

Afin de positionner les panneaux solaires dans leur configuration non-déployée, nous avons dans un premier temps effectué le pliage des panneaux à l'aide d'un calcul dynamique fortement amorti (schéma de Newmark avec les paramètres d'intégrations $\alpha = 1$ et $\gamma = 1.5$). La séquence de pliage utilisée est présentée à la figure FIG.5.4. Lors du pliage, les embases reliées aux panneaux intérieurs sont encastrées afin de positionner le panneau extérieur ainsi que la charnière reliant le système à déployer au corps du satellite dans leur configuration repliée. Le mouvement de pliage est contrôlé à l'aide de l'imposition de déplacements en rotation et en déplacement vertical (lois identiques à celles utilisées lors du pliage de la charnière seule). Une fois que la première charnière est placée dans sa configuration *épaule* et que la deuxième est en configuration *coude*, les panneaux solaires sont en position non-déployée. A cet instant, l'encastrement du panneau intérieur est retiré pour laisser place à l'encastrement de l'embase reliée au corps du satellite.

Les panneaux solaires étant disposés dans leur configuration repliée, la simulation de déploiement peut prendre place. Le schéma d'intégration utilisé est le schéma de *Chung-Hulbert*. Comme remarqué précédemment, ce schéma apporte peut-être une quantité d'amortissement numérique trop importante dans ce genre d'étude. Cependant, l'utilisation d'un schéma dissipant artificiellement une quantité moindre comme le schéma *HHT* entraînerait des temps de calcul trop importants. Le contrôle du pas de temps est une nouvelle fois uniquement basé sur des considérations liées à un nombre d'itérations de Newton idéal.

Les résultats obtenus sont présentés ci-après à l'aide d'une série de figures et de représentations de l'évolution des positions prises par les panneaux au cours du déploiement.

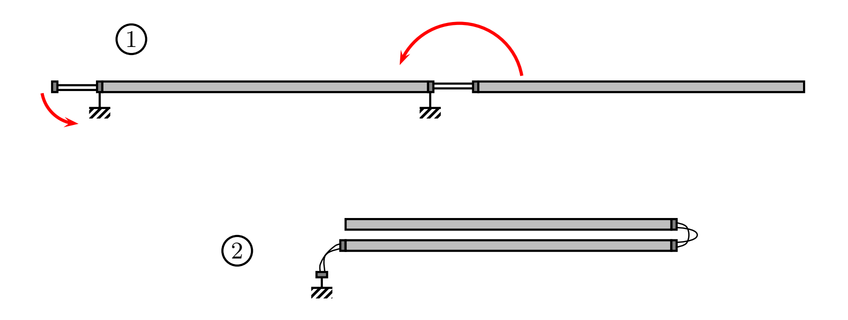


FIG. 5.4 – Séquence de pliage des panneaux solaires d'ESEO

Les figures FIG.5.5 (a) et (b) représentent respectivement l'évolution temporelle des différentes énergies présentes dans le système et la trajectoire prise par le centre de gravité du panneau intérieur et du panneau extérieur. Dans un souci de clarté et en vue de représenter l'évolution temporelle des positions angulaires des deux panneaux, nous présentons aux figures FIG.5.7 (a) à (f) l'évolution des positions spatiales et angulaires du centre de gravité du panneau intérieur et du panneau extérieur par rapport aux trois axes[2].

Les figures FIG.5.6 (a) et (b) montre l'évolution temporelle respectivement des forces de réaction et des moments de réaction à l'embase encastrée. Ces courbes permettent d'estimer les efforts transmis au corps du satellite au travers du module moteur.

Les figures FIG.5.8 (a) à (f) et FIG.5.9 (g) à (l) nous permette une visualisation plus aisée de l'évolution de configuration des panneaux solaires au cours du déploiement.

Nous remarquons le blocage des panneaux solaires après une durée[3] de déploiement de 22 s. Le blocage est précédé, tout comme lors de notre étude de la charnière MAEVA seule (dans le cas où les rotations sont autorisées), par une oscillation des panneaux dans un mode de torsion autour de la configuration déployée. Nous remarquons que la charnière *coude*, reliant les deux panneaux entre eux, se bloque (aux faibles oscillations en torsion près) après une durée de 6 s. Le mouvement du panneau extérieur suivant le blocage de la charnière *coude* se superpose donc au mouvement du panneau intérieur. Comme attendu, nous remarquons que le comportement des panneaux au cours du déploiement implique de manière prononcée des modes de torsion (cfr. FIG.5.8 et FIG.5.9). Nous avons pu vérifier à l'aide d'une vidéo[4] de la simulation qu'aucune collision entre les deux panneaux ne se produit.

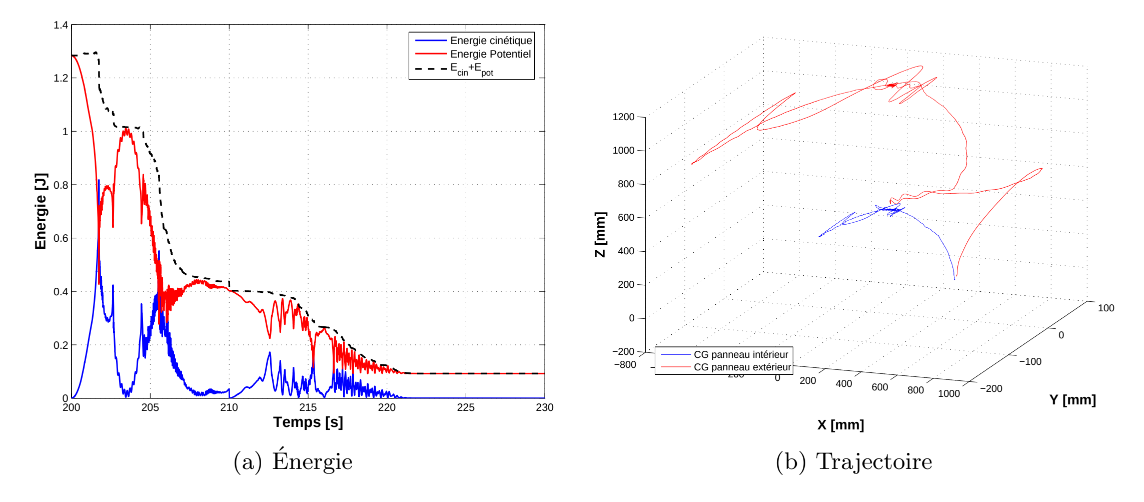
Comme l'ensemble des études entreprises nous l'ont enseigné, l'explication physique quant au blocage des panneaux solaires en un temps fini trouve son origine dans la présence d'un hystérésis dans le comportement en flexion de la charnière MAEVA. La présence de deux charnière rend l'interprétation des courbes compliquée. Cependant, nous pouvons observer sur le graphe des énergies (FIG.5.5 (a)) la présence de pertes d'énergie au droit des pics d'énergie cinétique, *i.e.* correspondant aux instants pour lesquels l'angle d'ouverture d'une charnière passe par une valeur nulle (correspondant également aux instants pour lesquels des flambements se produisent dans les lames des charnières). Cette observation est clairement visible dans les premiers instants pour lesquels nous pouvons observer que la charnière *coude*

[2] Le système d'axe est identique à celui considéré lors de l'étude de la charnière seule.

[3] L'échelle de temps débute à 200 s, temps pris par les opérations de mise en place des panneaux solaires (pliage et vérification de la stabilité de la configuration prise par les panneaux).

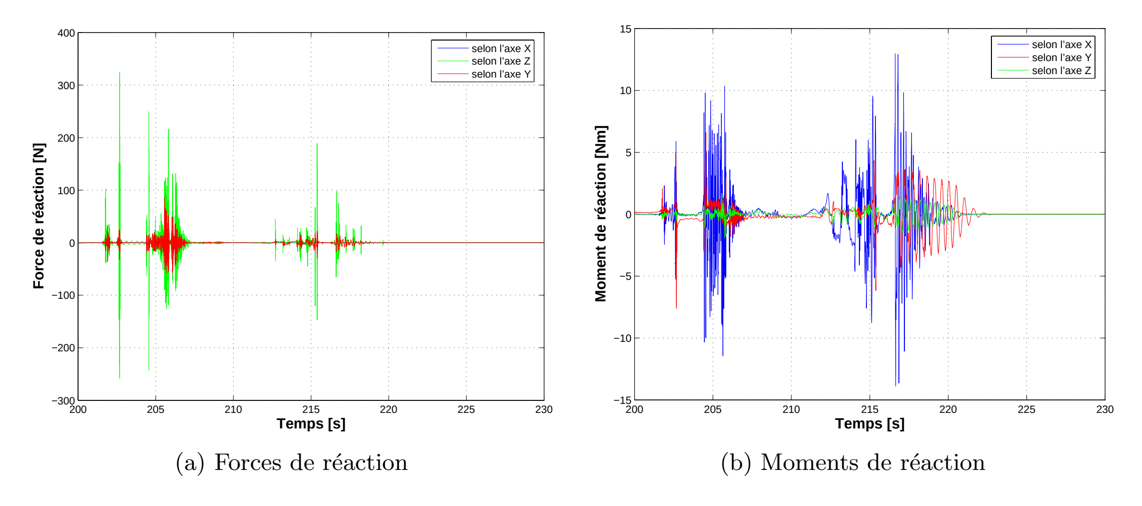
[4] La vidéo de la simulation sera présentée lors de la défense de ce Travail de Fin d'Étude.

passe par un angle d'ouverture nul[5] (temps entre les figures FIG.5.8 (b) et (c)) suivi quelques instants plus tard par le flambement des lames de la charnière *épaule* (temps entre les figures FIG.5.8 (c) et (d)). Nous remarquons, tout comme nous l'avions précédemment observé, que le comportement précédent le blocage complet est fortement perturbé par des oscillations hautes fréquences, entraînant une perte importante d'énergie par le simple fait de l'amortissement numérique introduit par la schéma d'intégration.



(a) Énergie (b) Trajectoire

FIG. 5.5 – Évolution temporelle des énergies dans le système (a) et trajectoire des centres de gravité des panneaux (b) (simulation de déploiement)



(a) Forces de réaction (b) Moments de réaction

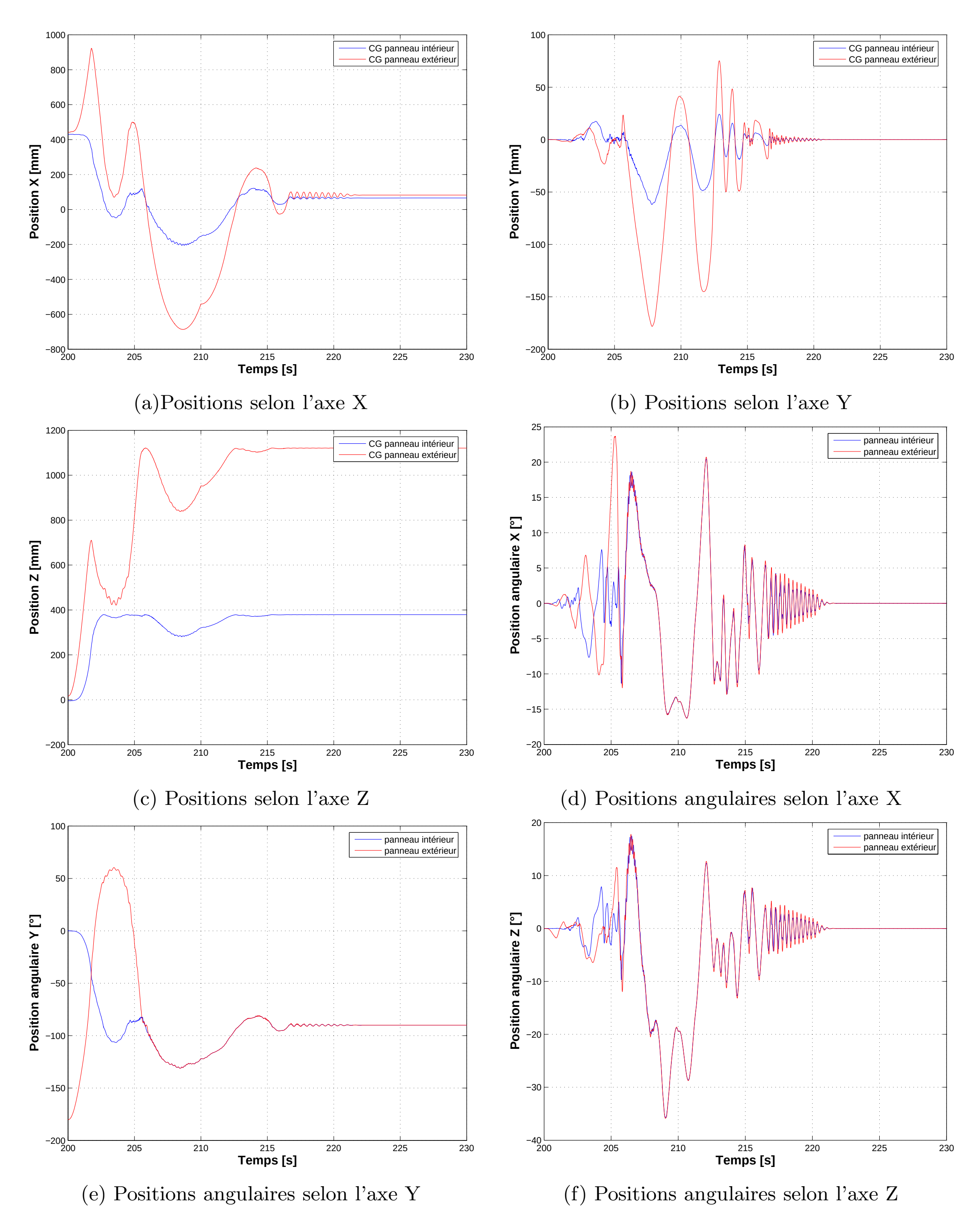
FIG. 5.6 – Évolution temporelle des forces de réaction (a) et des moments de réaction (b) (simulation de déploiement)

Des conclusions quant à la présence d'un hystérésis, à la vue de la courbe des moments de réaction, sont rendues difficile par le caractère fortement oscillatoire observé. Les courbes de forces de réaction et de moments de réaction (FIG.5.6 (a) et (b)) permettraient dans une étude

[5]Notons que l'angle d'ouverture de la charnière *coude* ne correspond pas directement à la position angulaire du panneau extérieur mais à la différence de la position angulaire du panneau extérieur et du panneau intérieur.

future de dimensionner le module moteur du satellite ESEO et principalement les dimensions de l'arbre moteur (cfr. section 2.2.2).

La simulation de déploiement des panneaux solaires effectuée permet de nous assurer du bon déploiement des panneaux solaires du satellite ESEO. Cependant, il faut garder en mémoire que l'étude réalisée comporte un nombre significatif de simplifications et une étude plus poussée (y compris des tests expérimentaux en vu d'une corrélation des résultats éléments-finis) devra être réalisée afin de garantir le bon déroulement du déploiement. En effet, nous avons noté que le maillage utilisé pourrait, dans une étude permettant l'utilisation de temps de calcul plus conséquents, être quelque peu raffiné. Dans le même ordre d'idée, l'utilisation d'un schéma d'intégration dissipant une quantité d'énergie de manière artificielle moindre tel que le schéma HHT pourrait être utilisé. De plus, nous n'avons simulé qu'un cas, et une étude telle que celle entreprise par la société 01DB-METRAVIB (étude de type *Monte-Carlo*, cfr. section 4.1.3) pourrait être réalisée dans le cadre d'un futur travail.



(a)Positions selon l'axe X

(b) Positions selon l'axe Y

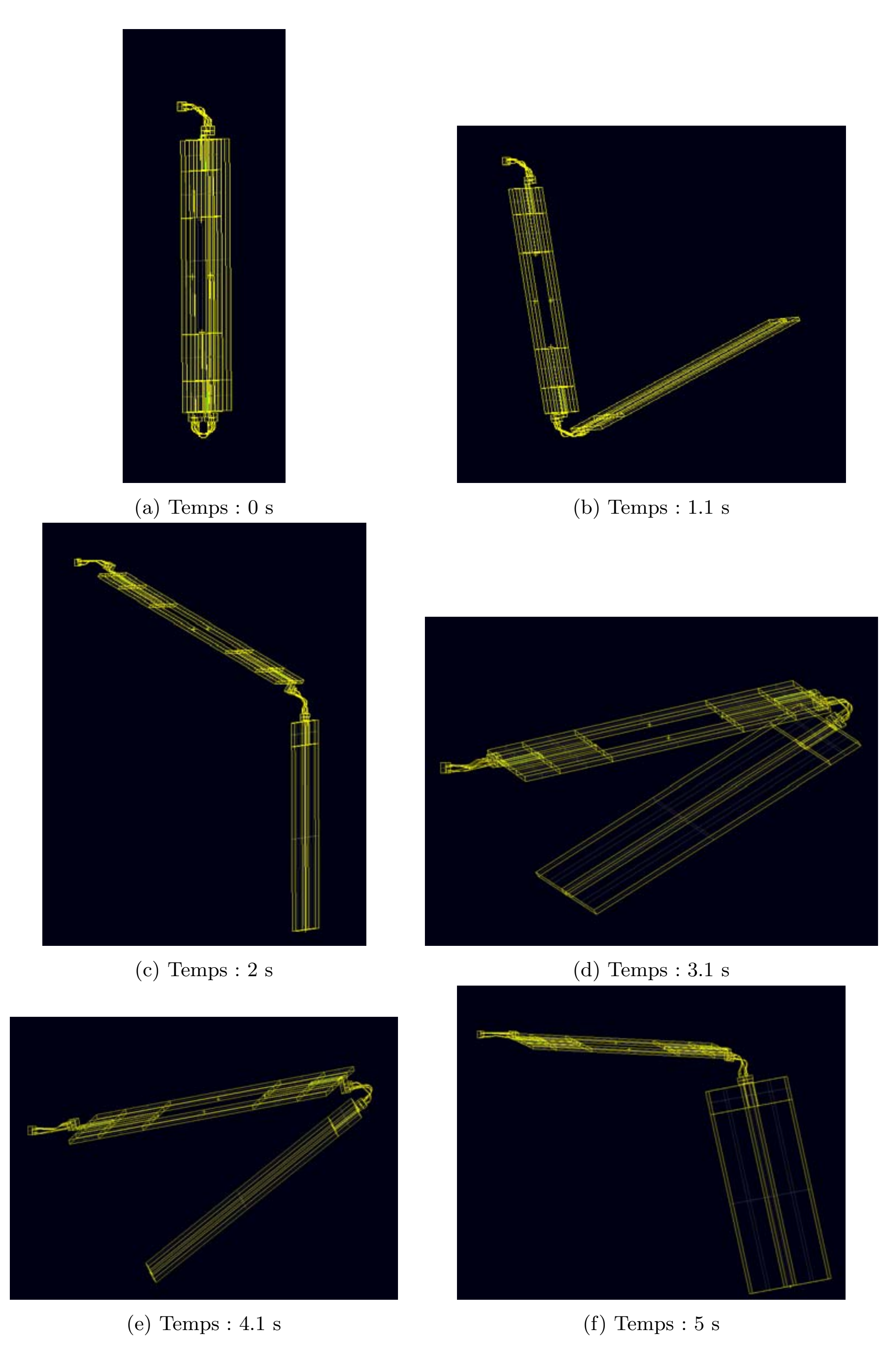
(c) Positions selon l'axe Z

(d) Positions angulaires selon l'axe X

(e) Positions angulaires selon l'axe Y

(f) Positions angulaires selon l'axe Z

FIG. 5.7 – Évolution temporelle des positions et positions angulaires du centre de gravité du panneau intérieur et du panneau extérieur (simulation de déploiement)



(a) Temps : 0 s

(b) Temps : 1.1 s

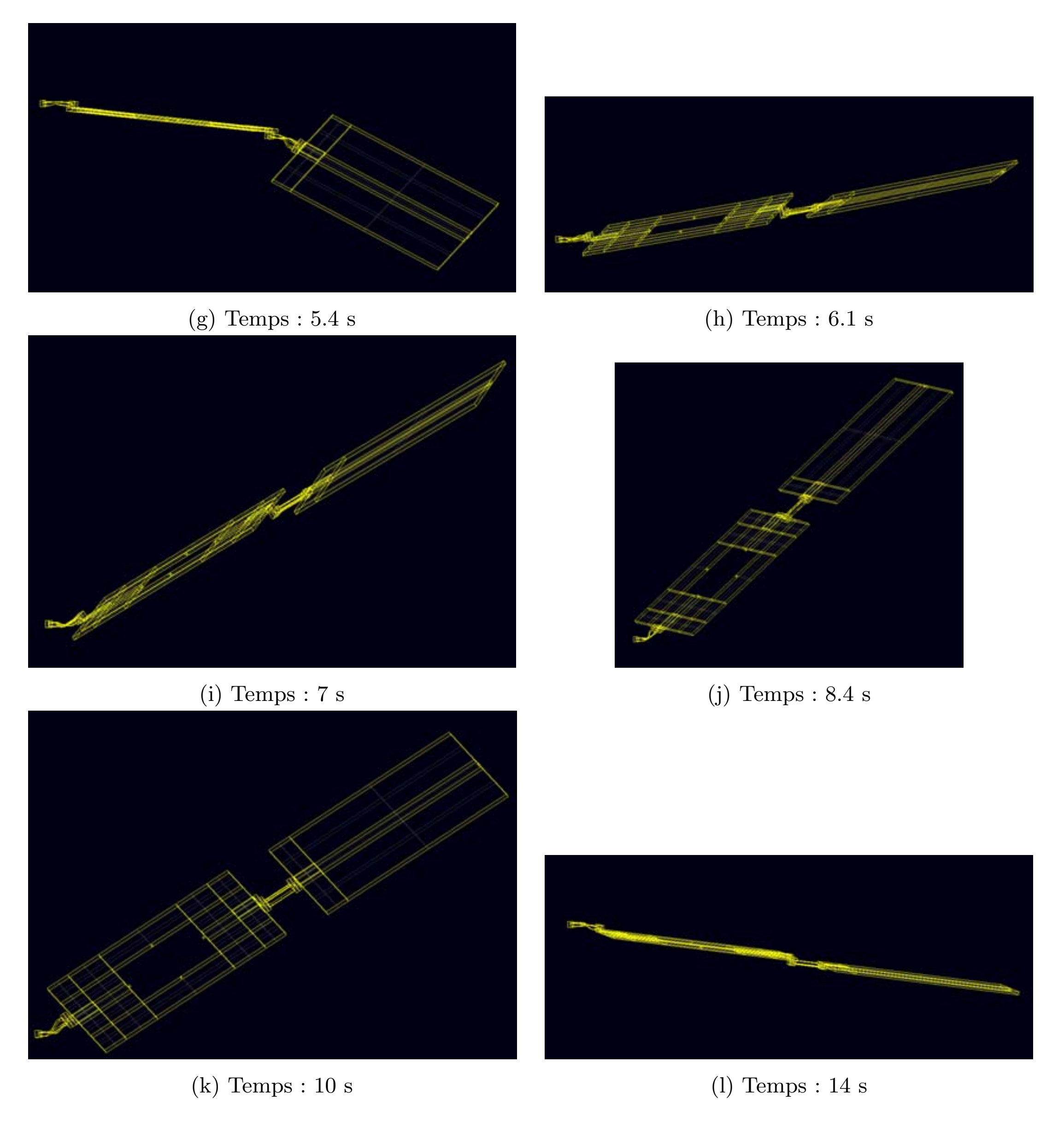
(c) Temps : 2 s

(d) Temps : 3.1 s

(e) Temps : 4.1 s

(f) Temps : 5 s

FIG. 5.8 – Simulation de déploiement des panneaux solaires du satellite ESEO (1)



(g) Temps : 5.4 s

(h) Temps : 6.1 s

(i) Temps : 7 s

(j) Temps : 8.4 s

(k) Temps : 10 s

(l) Temps : 14 s

Fig. 5.9 – Simulation de déploiement des panneaux solaires du satellite Eseo (2)

Conclusions

L'objet de ce Travail de Fin d'Étude était l'étude dynamique des charnières Maeva. Le Travail réalisé le fut principalement dans une optique de détermination des phénomènes physiques permettant d'expliquer le blocage de ces charnières lors du déploiement d'un appendice. Les enseignements retirés de cette étude dynamique nous ont permis de réaliser la simulation de déploiement des panneaux solaires du satellite Eseo. L'ensemble des études éléments-finis ont été réalisées à l'aide du logiciel Samcef Mecano.

L'ensemble du Travail de Fin d'Étude s'est inscrit dans le cadre du projet de satellite étudiant Eseo. Ce projet appartient au programme Sseti initié par l'Agence Spatial Européenne (ESA). Plus de 25 universités prennent part au projet en endossant la responsabilité d'une partie du développement du satellite. L'Université de Liège au travers de l'équipe Mech a depuis trois années la responsabilité de la conception des mécanismes liés au déploiement des panneaux solaires.

Comme mentionné à plusieurs reprises, cette année 2007 – 2008 fut une année charnière pour le projet. En effet, l'ESA a décidé de reprendre le contrôle exclusif du projet jusqu'alors dirigé en grande partie par l'association Sseti. En raison des changements apportés à la gestion du projet, le travail requis à l'avancement de la conception du satellite fut, cette année, réduit. Cependant, nous avons hebdomadairement participé aux réunions se tenant sur Internet. De plus, le début de l'année académique fut rythmé par la finition et la correction des documents rédigés par l'ancienne équipe Mech. Nous avons eu la possibilité de participer à un *workshop* se tenant sur le site de l'Estec, centre de recherche scientifique de l'ESA. Ce *workshop* nous a permis de rencontrer divers experts du secteur spatial ainsi que de réaliser une réunion de travail avec un ingénieur de la société Dutch Space. Ce *workshop* ainsi que la participation à un projet répondant aux standards de l'ESA furent une expérience enrichissante pour notre future carrière d'ingénieur.

Suite au Travail de Fin d'Étude réalisé par Angélique Moxhet [10] concernant la caractérisation des charnières Maeva à l'aide de la méthode des éléments-finis, la question concernant l'explication physique du blocage de la charnière lors du déploiement d'un appendice restait en suspens. Rappelons que de telles charnières ont été choisies en tant que système de déploiement des panneaux solaires du satellite Eseo, vu leurs propriétés intéressantes. Ces propriétés intéressantes sont principalement dues au fait que ce type de charnière regroupe les fonctions de déploiement, de guidage et de blocage d'un appendice tout en évitant tout frottement. Notons cependant les deux inconvénients que sont l'impossibilité de contrôle de la séquence de déploiement et son coût fort élevé pour ce type de projet à budget limité.

Dans ce présent travail, nous nous sommes dès lors attaché à répondre à cette question à l'aide de tout un processus d'étude. Les enseignements retirés de l'ensemble des études effectuées nous ont permis de simuler le déploiement des panneaux solaires d'Eseo mus par

de telles charnières. Les différentes études ont été réalisées afin d'avancer pas à pas dans notre processus.

Dans un premier temps, nous avons concentré notre travail sur l'analyse du comportement d'un *joint de Carpentier*. L'assemblage particulier de trois de ces joints de Carpentier forme une charnière MAEVA. A l'aide de résultats théoriques (*Mansfield*) ainsi que de la description du comportement typique d'une telle lame soumise à flexion (*Seffen*), nous avons pu vérifier la capacité d'une étude éléments-finis à reproduire des phénomènes complexes tels que ceux se produisant lors du flambement d'une lame. Nous avons également conclu que l'utilisation d'une modélisation de type coque permettait le meilleur compromis temps de calcul/ qualité des résultats obtenus. Cette étude fut également l'occasion d'observer que le comportement d'une lame soumise à flexion possède un hystérésis rendant compte d'une perte d'énergie lors d'une séquence de pliage suivi d'un dépliage.

Dans un deuxième temps, nous nous sommes attaqués à l'étude dynamique d'une charnière MAEVA. A la suite de la description d'une telle charnière, nous avons validé la modélisation éléments-finis de la charnière à l'aide de comparaison des résultats obtenus à l'aide d'une étude quasi-statique et les résultats provenant de tests réalisés lors de la conception par la société 01dB-METRAVIB et le CNES. Ensuite, nous avons simulé le déploiement d'une charnière dans différentes configurations. Nous avons remarqué une perte d'énergie lors de chaque flambement des lames de la charnière rendant compte d'un hystérésis dans le comportement. Cet hystérésis nous permet donc d'expliquer physiquement le blocage de la charnière. Nous avons remarqué que le schéma d'intégration utilisé (*Chung-Hulbert*) apporte une quantité d'amortissement numérique légèrement trop importante. Cependant, l'utilisation d'un schéma dissipant moins d'énergie tel que le schéma HHT, entraînerait des temps de calcul excessifs dans le cadre d'une telle étude.

La comparaison des différents cas retirés nous a montré que le fait de placer une seule charnière en vue du déploiement d'un appendice entraîne l'apparition de modes de torsion lors du déploiement. Ces modes de torsion peuvent induire des collisions et nous avons également remarqué que, lorsque ces modes sont présents lors du flambement des lames, la perte d'énergie due à l'hystérésis est réduite. Cependant, l'adjonction d'une seconde charnière en vue de bloquer ce mode de torsion entraîne une augmentation importante du budget.

Dans un dernier temps, nous avons réalisé la simulation de déploiement des panneaux solaires du satellite *Eseo*. Notons que nous avons utilisé la technique des super-éléments pour la modélisation des panneaux solaires dans un but de réduction du nombre de degré de liberté du problème étudié. Nous avons exposé les différents résultats obtenus et avons vérifié le bon déroulement du déploiement des panneaux à l'aide de la modélisation effectuée. Nous avons également exprimé l'ensemble des travaux qui pourraient éventuellement être entrepris en vue de compléter et vérifier l'ensemble des conclusions retirées de ce Travail de Fin d'Étude.

Bibliographie

[1] Arianespace : Ariane 5 structure for auxiliary payload. User's Manual (2006).

[2] Niels Botman : Preliminary design and performance specification of eseo solar array sunstrates. University of Delft (Dutch Space), April 2007.

[3] A. Emerit D. Givois, J. Sicre : Application of "Maeva" hinge to myriade microsatellites deployments needs. Rapport technique, CNES & Metravib RDS.

[4] T. Mazoyer D. Givois, J. Sicre : A low cost hinge for appendices deployment : design, test and application. Rapport technique, CNES & Metravib RDS.

[5] J-F. Debongnie : Conception mécanique. Université de Liège, 2006.

[6] Mansfield E.H. : Large-deflexion torsion and flexure of initially curved strips. *Proc. R. Soc. Lond.*, A 334:279–298, 1973.

[7] ESA : The european space agency. *http ://www.esa.int (URL site).*

[8] Hexcel : Hexweb honeycomb attributes and properties.

[9] MATWEB : The online materials information resource. *http ://www.matweb.com (URL site).*

[10] Angélique Moxhet : Dimensionnement et caractérisation de joints de carpentier par la méthode des éléments-finis-application au déploiement des panneaux solaires du satellite eseo. Université de Liège, Année académique 2006-2007.

[11] Ludovic Noëls : *Contributions aux algorithmes d'intégration temporelle conservant l'énergie en dynamique non-linéaire des structures.* Thèse de doctorat, Université de Liège, 2004.

[12] Phytron : Datasheet vvs extreme environment stepper motors. *http ://www.phytron.com (URL site).*

[13] M. Géradin D. Rixen : *Mechanical Vibrations : Theory and Application to Structural Dynamics.* Wiley, 1994.

[14] Samtech s.a. : Samcef user manual. *Version 12.0*, 2007.

[15] Jérémy Salazar : Conception mécanique des panneaux solaires du satellite eseo - résistance au lancement et déploiement en orbite. Université de Liège, Année académique 2006-2007.

[16] Gaël Schmetz : Analyse thermique de panneau solaire - application au programme eseo. Université de Liège, Année académique 2006-2007.

[17] K.A. Seffen : *Deployement of a Rigid Panel by Tape-Springs.* Thèse de doctorat, University of Cambridge, 1997.

[18] Dutch Space : *www.dutchspace.nl/ (URL site).*

[19] Spenvis : The space environment information system. *http ://www.spenvis.oma.be (URL site).*

[20] SSETI : The student space exploration and technology initiative. *http ://www.sseti.net (URL site).*

[21] TMT Team : Eseo management plan. Rapport technique, (Ref : ESEO_PhaseB_ESA_MP_20070404), 2007.

[22] TMT Team : Eseo system requirements. Rapport technique, (Ref : ESEO_PhaseAll_SYS_SystemRequirements_20071007), 2007.

[23] OUFTI$_1$: Nanosatellite project. *http ://www.leodium.ulg.ac.be/cmsms/ (URL site).*

[24] MECH Team (Ulg) : Hardware design justification. Rapport technique, (Ref : ESEO_PhaseB_MECH_HardwareDesignJustification_20071026), 2007.

[25] MECH Team (Ulg) : Technical hardware description. Rapport technique, (Ref : ESEO_PhaseB_MECH_TechnicalHardwareDescription_20071025), 2007.

[26] W Wüst : Einige anwendungen der theorie der zylinderschale. *Z. Angew. Math. Mech.*, 34:444–454, 1954.

Annexe A

Liste détaillée des équipes du projet ESEO

La liste qui suit reprend l'ensemble des équipes ainsi que leurs attributions dans le projet Eseo. Notons que seules les universités appartenant à des pays membres de l'ESA et les pays coopérants tel que la Hongrie et le Canada sont autorisées à participer au projet Eseo.

AIV, Imperial College, Londres, Royaume-Uni : Assemblage, intégration et vérification.

AMSAT, AMSAT-UK, Royaume-Uni : Groupe de radio-amateurs, chargé de l'émetteur/récepteur.

AOCS, Instituto Superior Tecnico, Lisbonne, Portugal : Contrôle d'attitude et d'orbite, développant les pointeurs solaires, le détecteur d'horizon, le magnétomètre et la roue de réaction.

COMM, University of Technology, Wroclaw, Pologne : Système de communication du satellite, incluant les différentes antennes.

CONF, University of Technology, Varsovie, Pologne : Responsable de la configuration de l'ensemble des éléments du satellite.

EPS, University of Technology and Economics, Budapest, Hongrie : Gestion de la puissance électrique dans le satellite, incluant les batteries.

GND, Karlsruhe University of Technology, Karlsruhe, Allemagne : Station au sol.

INFRA, University of Technology, Vienne, Autriche : Réalisation des serveurs ftp, irc et news.

LEGAL, Faculté Jean Monnet, Paris, France : Problèmes d'ordre juridique au sein de SSETI.

LMP, University of Technology and Economics, Budapest, Hongrie : Sonde de Langmuir.

MAGIC, Universität Karlsruhe, Karlsruhe, Universität Stuttgart, Stuttgart, Allemagne : Interface de contrôle du système propulsif, *i.e.* l'interface entre électrique et mécanique.

MCC Universidad Publica de Navarra, Pampelune, Espagne : Ordinateurs de contrôle, logiciels et banques de données pour le contrôle de la mission.

MECH, Université de Liège, Liège, ISIL, Liège, Belgique : Mécanisme de déploiement des panneaux solaires.

MEM, Polytechnical University of Valencia, Valence, Espagne : Mesure des effets des radiations sur les puces mémoires.

MIAS, University of Zaragoza, Saragosse, Espagne : Mécanique du vol.

MIEX, Universitad Politecnica de Valencia, Valence, Espagne : Équipe responsable de l'exploitation du satellite en orbite.

NAC, Umea University, Kiruna, Suède : Caméra à faible ouverture.

OBDH, University of Technology, Varsovie, Pologne : Gestion des données à bord, incluant l'ordinateur principal et un noeud pour plusieurs interfaces.

OPER, University of Technology, Varsovie, Pologne : Équipe responsable des opérations.

PR, University of Technology, Varsovie, Pologne : Relations publiques de SSETI.

PROP, University of Stuttgart, Stuttgart, Allemagne : Système propulsif incluant les réservoirs et les propulseurs.

RAD, University of Technology, Lulea, Suède : Mesure des radiations en différents points du satellite.

RISK, Universita degli Studi, Pise, Italie : Analyse des risques de la mission.

SIMU, Universitad Politecnica, Madrid, Espagne : Simulation des différentes phases de la mission.

STRU, Faculdade de Engenharia, Porto, Portugal : Structure du satellite.

STT, Supaéro, Toulouse, France : Conception d'un star tracker.

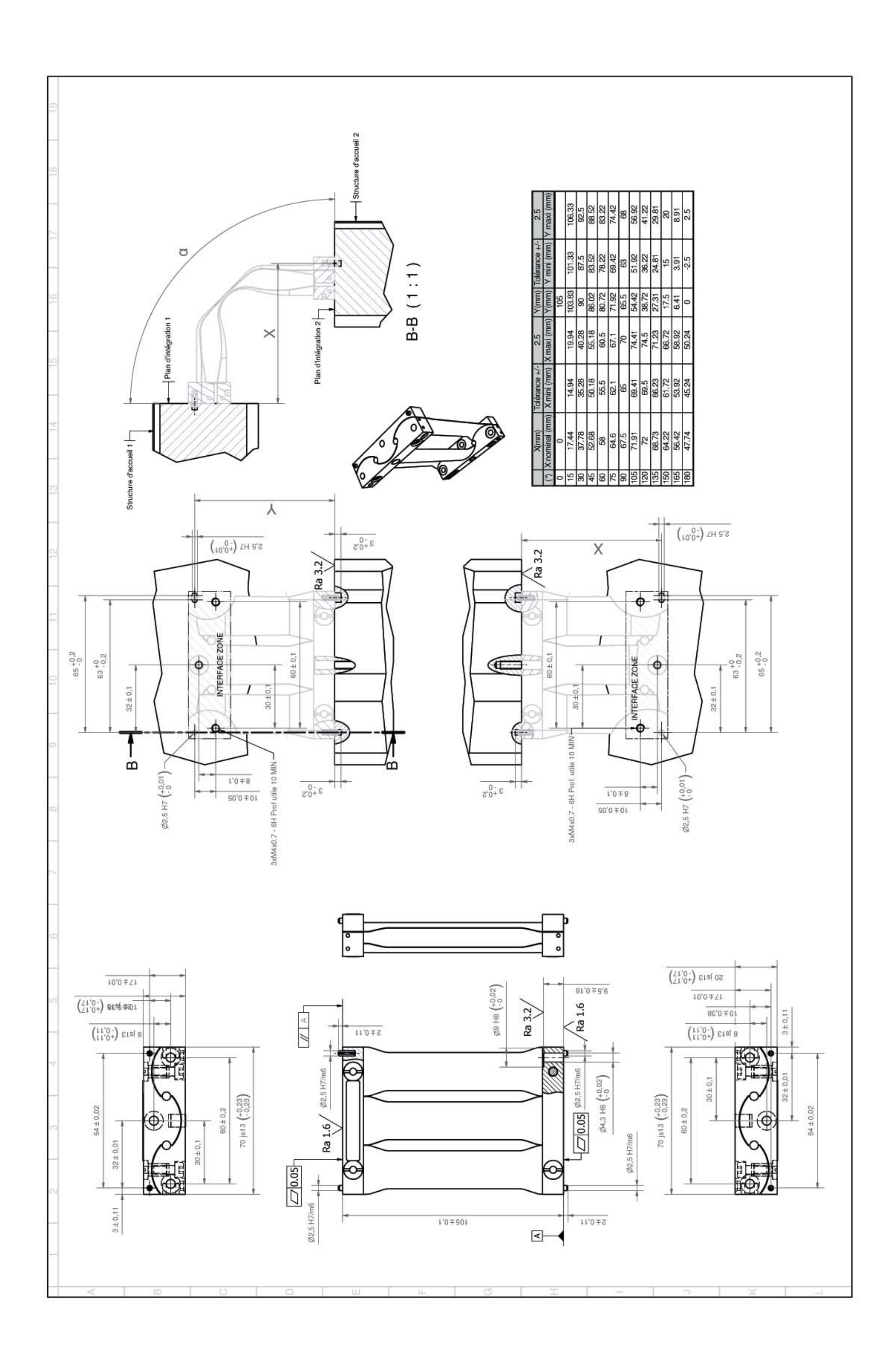
TCS, Universitat Politecnica de Catalunya, Barcelone, Espagne : Analyse et contrôle thermique du satellite.

UCAM, Danish technical University, Copenhague, Danemark : Conception de micro caméras permettant d'obtenir des images du satellite en orbite.

Annexe B

Document de spécifications de la charnière MAEVA (interface)

Le document complet reprenant une description complète des charnières Maeva au niveau des spécifications d'interfaces est présenté ci-dessous. Un tableau reprenant la cinématique de déploiement de la charnière est également présent.



	X(mm)	Tolérance +/-	2.5	Y(mm)	Tolérance +/-	2.5
(°)	X nominal (mm)	X mini (mm)	X maxi (mm)	Y(mm)	Y mini (mm)	Y maxi (mm)
0	0			105		
15	17.44	14.94	19.94	103.83	101.33	106.33
30	37.78	35.28	40.28	90	87.5	92.5
45	52.68	50.18	55.18	86.02	83.52	88.52
60	58	55.5	60.5	80.72	78.22	83.22
75	64.6	62.1	67.1	71.92	69.42	74.42
90	67.5	65	70	65.5	63	68
105	71.91	69.41	74.41	54.42	51.92	56.92
120	72	69.5	74.5	38.72	36.22	41.22
135	68.73	66.23	71.23	27.31	24.81	29.81
150	64.22	61.72	66.72	17.5	15	20
165	56.42	53.92	58.92	6.41	3.91	8.91
180	47.74	45.24	50.24	0	-2.5	2.5